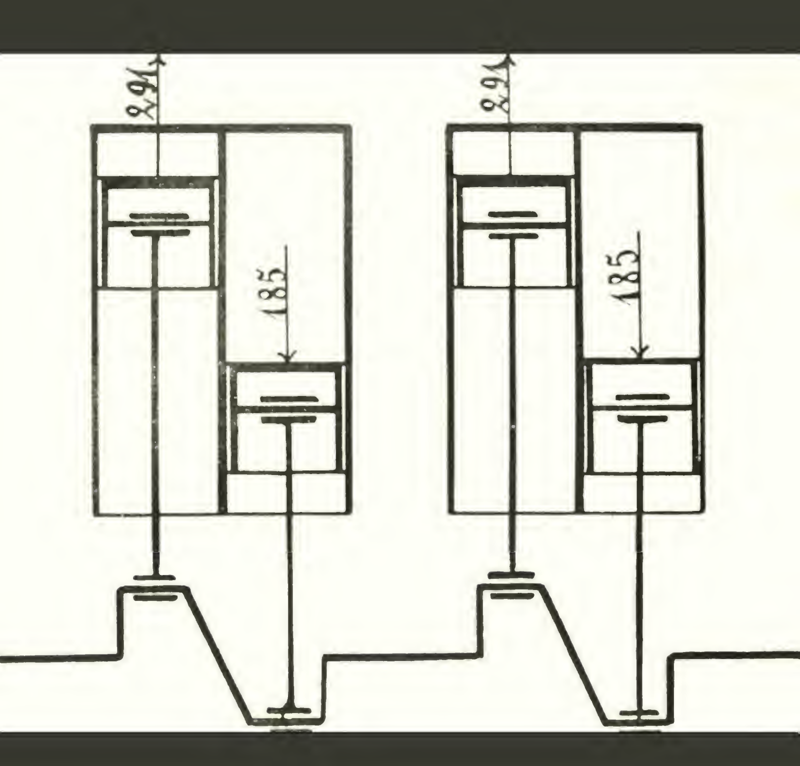
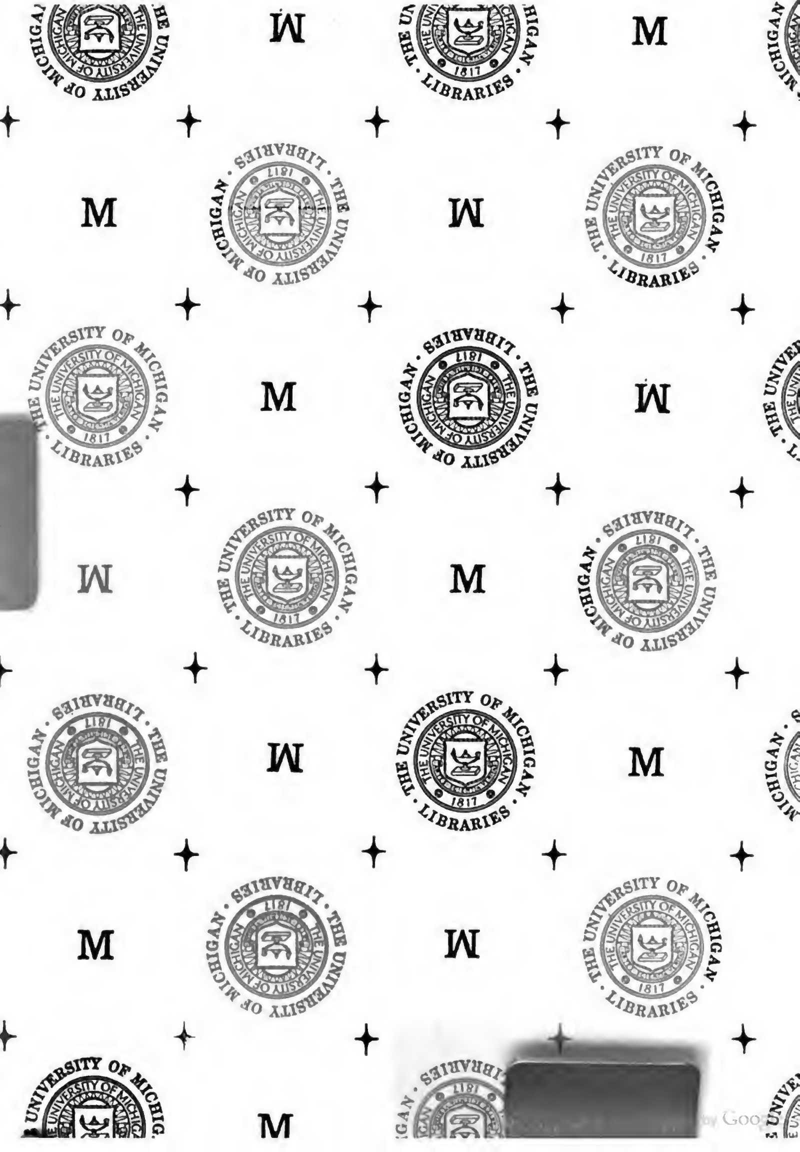
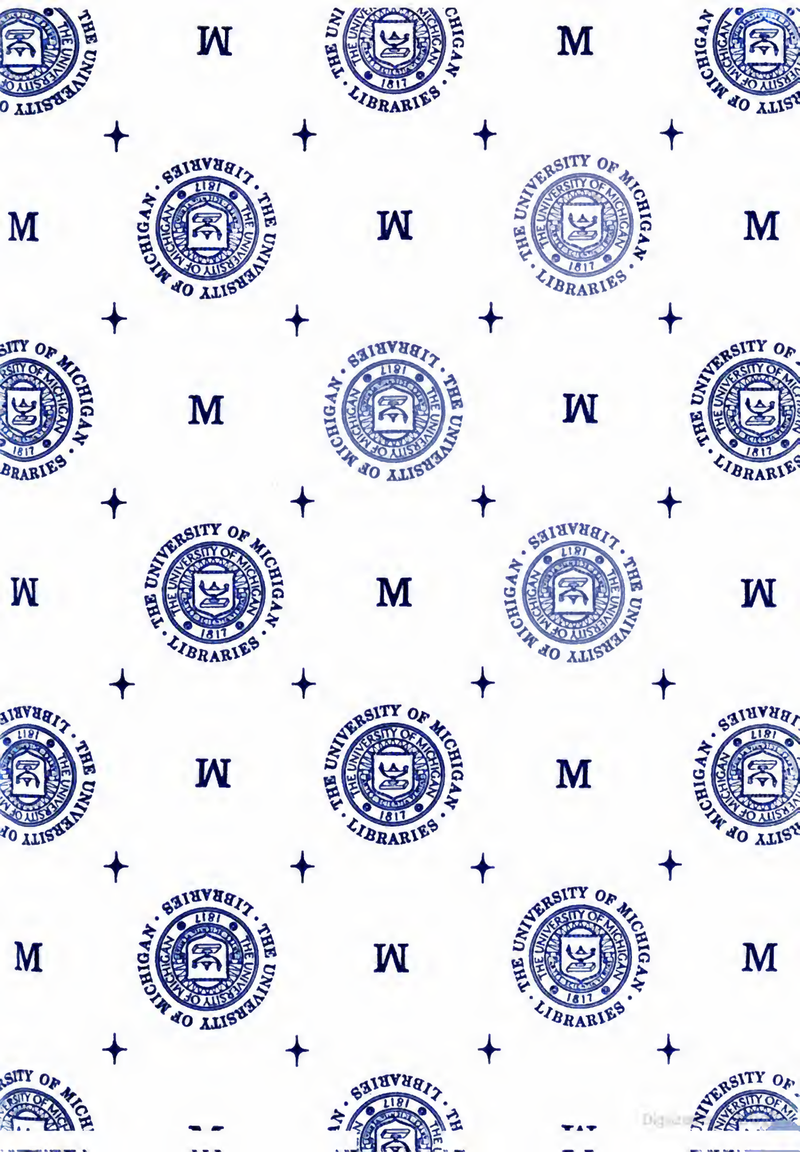


Berechnung, Konstruktion und Fabrikation von ...

Theodor Lehmbeck, Walther Isendahl


THE UNIVERSITY OF MICHIGAN
LIBRARIES
1817
M


THE UNIVERSITY OF MICHIGAN
THE UNIVERSITY OF MICHIGAN
1817
LIBRARIES

Berechnung, Konstruktion und Fabrikation

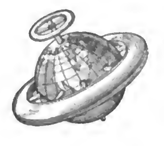
von

Automobil-Motoren

von

Theodor Lehmbeck und **Walther Isendahl**
Automobil-Ingenieure

Mit 12 Tafeln und 450 Abbildungen im Text



Berlin 1908.
Richard Carl Schmidt & Co.
Verlagsbuchhandlung
W. 62, Keithstr. 6.

Vorwort.

Die überaus schnelle Entwicklung des Motorwagens und seine stets wachsende Verbreitung haben notwendigerweise dazu geführt, daß der Motorwagenbau von vielen Fabriken als neuer Fabrikationszweig aufgenommen wurde und noch werden wird, und daß hierdurch viele Ingenieure, Techniker und Werkmeister sich mit der Konstruktion und Fabrikation von Automobilmotoren, den leichten, schnelllaufenden Verbrennungsmotoren, beschäftigen müssen. Es ist nun keineswegs für den, der als Neuling in die Automobilfabrikation eintritt, ohne weiteres möglich, einen Automobilmotor zu konstruieren, der nicht nur läuft, sondern auch billig in der Herstellung und wirtschaftlich im Betrieb ist. Hierzu gehört vor allem eine genaue Kenntnis des bereits Vorhandenen und bisher Erreichten.

Angeregt durch vielfache Anfragen aus interessierten Kreisen, haben wir uns vor Jahren die Aufgabe gestellt, ein Werk wie das vorliegende herauszugeben, und sind in der Zwischenzeit bemüht gewesen, ein reichhaltiges Material zu sammeln und zu verarbeiten. Wir fanden eine reiche Unterstützung und wurden hierdurch und durch Vornahme vieler Prüfungen in den Stand gesetzt, Maß- und Berechnungskontrollen vorzunehmen, aus denen sich die im ersten Teil veröffentlichten Mittelwerte ergaben, wie man sie notwendig in der Praxis braucht, um ohne große Schwierigkeit und Zeitverlust gute Automobilmotoren bauen zu können.

Das Werk ist somit aus dem Bestreben heraus entstanden, dem in der Praxis des Automobilmotorenbaues stehenden oder in sie eintretenden Ingenieur oder Techniker ein Material an die Hand zu geben, welches ihn in den Stand setzt, die Richtung, die er in der Konstruktion einzuschlagen hat, leicht zu finden.

Während ihm der erste Teil des Buches bei der Bestimmung der Maße in einfachster Weise den Weg weist, findet er im zweiten Teil die bekanntesten Ausführungsformen von Motoren, deren Studium ihm von Nutzen sein wird, während der dritte Teil die wichtigsten physikalischen Vorgänge im Automobilmotor behandelt.

Aus diesem Gedankengang heraus ist naturgemäß auf eine rein wissenschaftliche, theoretische Darstellung des Stoffes weniger Wert

gelegt worden, sondern, den Bedürfnissen der Praxis entsprechend, sollte das Material verarbeitet und gebrauchsfertig nicht nur dem Fortgeschrittenen, sondern auch dem Anfänger im Automobilbau dargeboten werden, der sonst nur durch lange Studien und praktische Erfolge und Nichterfolge zu den Erfahrungswerten gelangen kann, die hier niedergelegt sind.

Wo sich die Anwendung von Formeln bei Berechnungen nicht umgehen ließ, sind wir bemüht gewesen, derartige Formeln aufzulösen, um das Rechnen mit ihnen zu erleichtern. Durch einige Beispiele haben wir die Anwendungsweise der Formeln erläutert, wie wir überhaupt bemüht gewesen sind, dem Benutzer des Buches seine Arbeit soviel wie möglich zu erleichtern.

Das Material ist, soweit es die Drucklegung des Werkes gestattete, bis zu den neuesten Erscheinungen auf dem Gebiete des Automobilmotorenbaues ergänzt.

Wir hoffen, daß es uns gelungen sein möge, durch das Werk eine oft empfundene Lücke auszufüllen, und bitten, uns auch weiterhin mit Material zur Seite stehen zu wollen. Den verehrten Herren Kollegen, die so freundlich waren, ihre Erfahrungen in den Dienst der guten Sache zu stellen, sagen wir an dieser Stelle unseren aufrichtigen Dank.

Theodor Lehmbeck. Walther Isendahl.

Inhaltsverzeichnis.

I. Teil.

II. Teil.

III. Teil.

Erster Teil.

Berechnung, Konstruktion und Fabrikation.

Die Arbeitsweise des Automobilmotors.

Die meisten Automobilmotoren arbeiten nach dem Prinzip des Ottoschen Viertaktes, d. h. von vier einzelnen Hüben, welche einander folgen, ist immer nur einer ein Krafthub. Demzufolge kommt bei einem Viertaktmotor auf zwei Kurbelumdrehungen ein Kraftimpuls. Den Zweitaktmotoren ist in diesem Buche ein besonderes Kapitel eingeräumt, weshalb dieselben hier übergangen werden.

Der Krafthub wird eingeleitet durch das Andrehen des Motors von Hand, wobei das Gasgemisch von dem Vergaser durch das Saugventil in den Zylinder gelangt, wenn der Kolben nach unten bewegt wird. Sobald der Kolben auf dem unteren Totpunkte angekommen ist, schließt sich das Saugventil, und die im Zylinder enthaltenen Gase werden komprimiert. Wenn die Kompression ihren höchsten Grad erreicht hat, d. h. wenn der Kolben auf dem oberen Totpunkte angekommen ist, erfolgt die Entzündung des Gasgemisches durch einen elektrischen Funken, die Gase dehnen sich sofort aus und treiben den Kolben wieder nach unten. Kurz bevor der Kolben unten angekommen ist, wird durch die Steuerung ein zweites Ventil, das Auspuffventil, geöffnet und die verbrannten Gase entweichen durch eine Rohrleitung und einen Schalldämpfer ins Freie. Wenn der Kolben jetzt wieder auf dem oberen Totpunkte angekommen ist, schließt sich das Auspuffventil und das Saugventil öffnet sich, um neues Gas in den Zylinder zu lassen. Hierauf erfolgt wieder Kompression, Zündung, Arbeitshub und Auspuffhub in derselben Reihenfolge, wobei die im Schwungrad aufgespeicherte lebendige Kraft die Einleitung der Krafthübe vermittelt. Dieses ist in groben Umrissen die Arbeitsweise des Viertaktmotors, wie sie ja mehr oder weniger bekannt ist.

Da die Gase sich ebensoschnell wie sie sich ausdehnen auch wieder verdichten, ist es erforderlich, daß ein Gasgemisch zur Verfügung steht, welches äußerst schnell verbrennt, und daß die Verbrennung möglichst vollkommen ist. Dieses wird durch einen guten Vergaser und eine ebensolche Zündvorrichtung bewirkt und der Effekt, welcher dadurch erzielt wird, steht im direkten Zusammenhange mit der Höhe der Kompression der Gase vor der Verbrennung.

Die Kompression beträgt ca. 3 Atm. bei luftgekühlten und 5 Atm. bei wassergekühlten Motoren. Versuche, die Kompression bei luftgekühlten Motoren höher als bis auf 4 Atm. zu treiben, ergaben keine

Vorteile, weil dadurch leicht Zündungen durch die Kompressionswärme hervorgerufen werden, welche infolge ihrer heftigen Wirkung unter Umständen den ganzen Motor demolieren können. Ferner neigen luftgekühlte Motoren mit zu hoher Kompression sehr leicht zur Überhitzung, wodurch die Leistung stark herabgesetzt, das Eintreten der Kompressionszündungen aber begünstigt wird.

Von der Höhe der Kompression ist die Höhe der Anfangsspannung bei der Explosion oder besser bei der Verbrennung der Gase abhängig. Dieselbe steht ungefähr im direkten quadratischen Verhältnis zu der Kompression.

Ein Benzin-Luft-Gemisch, welches vor der Verbrennung auf 4 Atm. komprimiert wurde, entwickelt bei der Entzündung eine Anfangsspannung von ca. 16 Atm., während ein solches, welches auf 5 Atm. komprimiert wurde, eine Anfangsspannung von ca. 25 Atm. entwickelt. Hieraus resultiert ein Mitteldruck von 3 bis 4,5 kg auf das qcm. Bei Motoren mit Luftkühlung kann von einem konstanten Mitteldruck keine Rede sein, weil infolge mangelhafter Kühlung die Zylinderfüllung und daher auch das Kompressionsverhältnis einem steten Wechsel unterworfen ist.

Theoretisch führt jede Temperaturerhöhung der Gase um 273° eine Volumenverdoppelung herbei, sodaß z. B. bei einer Entflammungstemperatur von 1800° und totaler Zylinderfüllung ohne Kompression das im Zylinder enthaltene Gas von 0° einen Druck von $\frac{1800}{273} = \sim 6.5$ Atm. entwickeln würde. Komprimieren wir dagegen das Gas vor der Verbrennung z. B. auf 5 Atm. Überdruck, dann würde die Anfangsspannung $5 \cdot 6{,}5 = 32{,}5$ Atm. betragen.

Dabei ist eine vollkommene Zylinderfüllung und eine Gastemperatur von 0° vor der Verbrennung in Betracht gezogen. Tatsächlich ist der Zylinder aber im regulären Betriebe nie ganz gefüllt und auch die Temperatur der Gase ist eine wesentlich höhere, sodaß die oben angeführten Mittelwerte, die durch Indikatordiagramme ermittelt wurden, für die Praxis vollauf genügen.

Der Betriebsstoff.

Für den Automobilmotor kommt als Betriebsstoff das Benzin und das Benzol zur Anwendung. Wohl hat man auch die Verwendung von Spiritus in größerem Umfange versucht, ist dabei aber bei schnelllaufenden Motoren immer noch auf Schwierigkeiten gestoßen, die sich auch wohl, solange dem Spiritus ein Denaturierungsmittel zugesetzt wird, nicht beseitigen lassen.

Benzol kann vorteilhaft nur für Motoren benutzt werden, die nicht mehr wie ca. 800 Touren pro Minute machen. Bei höheren Touren treten meistens Aussetzer in der Zündung ein.

Bei der Reinigung des Rohpetroleums werden durch Destillation die leichtflüchtigen Kohlenwasserstoffe zuerst abgeschieden, welche bei verschiedenen Hitzegraden in Dampfform übergehen. Erhitzt man das Rohpetroleum auf 40°, dann entwickeln sich bereits die sogenannten Petroleumätherdämpfe, die bis zu einer Erwärmung bis auf ca. 70° aus dem Rohpetroleum ausgeschieden werden. Die Dämpfe gehen durch einen Destillierapparat und das flüssige Produkt ist der Petroleumäther, welcher ein spezifisches Gewicht von 0,65 besitzt, d. h. ein Liter wiegt 0,65 kg.

Erhitzt man weiter über 70 bis 80°, dann tritt das sogen. Gasolin oder leichtes Benzin über, welches ein spezifisches Gewicht von 0,68 besitzt, während zwischen 80 und 100° das Motorenbenzin von 0,7 spezifisches Gewicht übergeht.

Außer diesen Destillaten sind noch eine ganze Reihe von leichten und schweren Kohlenwasserstoffen im Rohpetroleum enthalten, die sogar eine dickflüssige bis salbenartige Konsistenz annehmen, wie z. B. Schmieröl und Vaseline.

Für den Betrieb von Automobilmotoren wird hauptsächlich das Benzin benutzt, welches zwischen 70 und 80° in Dampfform übergeht. Naturgemäß sind in demselben alle leichten Kohlenwasserstoffe enthalten, welche bei 70, 71, 72 usw. bis 80° in Dampfform übergehen, es stellt also durchaus kein vollständig gleichmäßiges Produkt dar. Dieses erkennt man am besten, wenn man durch ein Gefäß mit Benzin Luft bläst, wodurch die Luft carburiert wird. Entzündet man diese carburierte Luft, dann entsteht zuerst eine leuchtende Flamme, die aber nach und nach immer blasser wird und schließlich nur noch schwach blau brennt. Aus diesem Verhalten erkennt man, daß die leichtflüchtigen Bestandteile zuerst verdampfen und daß nach und nach immer schwerer verdampfende Bestandteile verdunstet werden.

Zu erwähnen ist noch, daß das sogen. 680 er Motorenbenzin meistens ein größeres spezifisches Gewicht besitzt und besser als 690 er angesprochen werden muß. Dasselbe ist z. Z. in Deutschland kaum noch zu haben, und man erhält jetzt fast ohne Ausnahme 700 er bis 720 er Benzin.

Die Energie, welche in dem Automobilmotor in Arbeit umgewandelt wird, ist die Wärme, welche in dem Benzin enthalten ist. Man berechnet dieselbe nach Wärmeeinheiten oder Calorien und es wurde durch Messung festgestellt, daß ca. 11 000 solcher Wärmeeinheiten in einem Kilogramm Benzin enthalten sind. Eine Wärmeeinheit ist die Wärmemenge, welche notwendig ist, um die Temperatur von 1 Kilogramm Wasser um 1 Grad Celsius zu erhöhen. Ebenso, wie man durch Wärme Arbeit erzeugen

kann, kann man auch durch Arbeit Wärme erzeugen. Durch grundlegende Versuche, die der englische Ingenieur Prescot Joule gemacht hat, ist festgestellt worden, daß zur mechanischen Erzeugung einer Wärmeeinheit ein Arbeitsaufwand von 425 kgm (Kilogrammeter) erforderlich ist. Umgekehrt müssen daher in 1 Kilogramm Benzin von 11 000 Wärmeeinheiten, 4675 000 kgm enthalten sein. Leider ist man bis jetzt nur imstande, einen kleinen Teil dieser Energie im Motor in Arbeit verwandeln zu können, die meiste Wärme geht nutzlos verloren, teils als strahlende Wärme und teils als glühende Auspuffgase.

Durchschnittlich werden in einem Automobilmotor ca. 270 kgm durch 4 Wärmeeinheiten erzeugt, was also pro Wärmeeinheit 67,5 kgm ergibt, während 347,5 Wärmeeinheiten verloren gehen.

Das Maß für die geleistete Arbeit eines Motors bezeichnet man bekanntlich nach Pferdekräften (PS). Eine Pferdestärke oder 1 PS sind 75 sekkgm, oder die Kraft, welche in einer Sekunde 75 kg einen Meter hochhebt. Eine englische Pferdekraft (horse power = HP) sind ca. 76 sekkgm.

Nach obiger Erklärung setzt sich also die Arbeitseinheit PS zusammen aus den drei Begriffen, Zeit mal Kraft mal Weg. Um das Dezimalsystem auch für die Messung der Arbeitsleistung anzuwenden, hat man in Frankreich versucht, als Einheit 100 sekkgm einzuführen, unter der Bezeichnung „Poncelett", diese hat sich aber nicht einbürgern können.

Für einen guten Automobilmotor kann man pro Stunde und PS effektiv — PSe mit einem Verbrauch von ca. 360 bis 365 g Benzin rechnen, was etwa 4000 Wärmeeinheiten entspricht. Demnach kann mit 1 kg Benzin von 11 000 Wärmeeinheiten in einer Stunde eine Arbeitsleistung von 2,75 PS erreicht werden. Hierzu sei erwähnt, daß man Fälle beobachtet hat, wo bereits 290 g Benzin eine PS lieferten, doch darf man solche Ausnahmen nicht als Regel annehmen. Meistens wird sogar der Verbrauch von 365 g noch weit überschritten, namentlich bei kleineren Motoren, wo der Verbrauch auf 500 g und darüber steigt.

Solche hohe Verbrauchsziffern sind sehr oft auf mangelhafte Regulierung der Vergaser und Zünder, sowie auf nicht sachgemäße Ausführung des mechanischen Teils zurückzuführen. Zur Erreichung eines hohen Wirkungsgrades sind daher einige Regeln sehr zu beachten, welche streng zu befolgen sind. Solche sollen in diesem Buch möglichst eingehend berücksichtigt werden. Diesen Regeln sind die neuesten Erfahrungen zugrunde gelegt und es ist besonders auf das schwere Motorenbenzin Rücksicht genommen, welches sehr das Auftreten von Kompressionszündungen begünstigt.

Die Konstruktionsbedingungen.

Bevor man mit der Konstruktion eines Automobilmotors beginnt, muß man sich darüber klar sein, welche Anforderungen später an denselben gestellt werden sollen. Motoren, welche für Personenfahrzeuge und für Rennzwecke benutzt werden sollen, wird man im Verhältnis zur Kraftleistung möglichst leicht bauen und mit höheren Touren laufen lassen, als Motoren, welche für Lastwagen und Boote benutzt werden sollen. Ferner wird man auf die möglichst leichte Zugänglichkeit der einzelnen Bestandteile Rücksicht nehmen und nur höchstens zwei verschiedene Sorten von Schrauben und Muttern verwenden, welche dem normalen Withworth-Gewinde entsprechen, sodaß an allen Orten leicht Ersatz beschafft werden kann.

Für Motorfahrräder hat sich bereits eine feste Type von Motoren ausgebildet, deren Stärke mit 3 bis $3^1/_2$ PS angegeben wird. Größere Motoren haben nur anfänglich eine bessere Leistung; solange man aber für Motorfahrräder den Riemen anwenden muß, wird man über 2 PS nicht gehen dürfen, weil auf die Dauer kein Riemen imstande ist, das große Drehmoment von der kleinen Antriebsscheibe abzunehmen. Ferner ist es vollständig ausgeschlossen, bei luftgekühlten Motoren pro Zylinder 3 PS. zu erhalten, dauernd sind hier nur etwa $1^3/_4$ PS zu erreichen. Im übrigen sei bemerkt, daß die sogen. 3 und $3^1/_2$ PS nur in den betreffenden Prospekten und Katalogen ihr Wesen treiben. Der Konstrukteur lasse sich daher nicht durch solche Angaben irre machen. Soweit werden wir nie kommen, daß ein Fahrradmotor einen besseren Wirkungsgrad besitzt, als der beste stationäre Motor. Dagegen soll nicht bestritten werden, daß einzelne Motorentypen bessere Leistungen aufweisen, wie andere. Hier spielt namentlich die Überhitzung eine große Rolle, was auf Konstruktionsfehler zurückzuführen ist.

Die Kraft, welche zur Fortbewegung eines Wagens notwendig ist, ist hauptsächlich von seinem Gewicht und der Beschaffenheit der Straßenoberfläche abhängig. Der Durchmesser der Räder und die Beschaffenheit der Lager in den Naben sind von untergeordneter Bedeutung, dagegen muß der Wirkungsgrad der Kraftübertragung in Rechnung gestellt werden.

Versuche haben ergeben, daß für die Fortbewegung einer Bruttolast von 1000 kg auf horizontaler Strecke

> auf Asphalt 15 kg, auf glatter Chaussee 20 bis 25 kg, auf Steinschlag 36 kg, auf Rasen 50 kg, auf Sandweg 100 kg und auf losem Acker 160 kg

als Zugkraft erforderlich sind, dagegen werden auf Eisenbahngleisen nur 4 kg und auf Straßenbahngleisen 8 kg pro 1000 kg aufzuwenden sein.

Da Arbeit gleich Kraft mal Weg ist, so wird man, um überall mit dem Wagen durchkommen zu können, die Motorenkraft so berechnen,

daß dieselbe den wechselnden Ansprüchen der Straßenverhältnisse genügt, es würden daher für die gewöhnlichen Tourenwagen die drei Coeffizienten 25, 50 und 100 zu berücksichtigen sein. Dieses geschieht schon durch das Wechselgetriebe, welches zwischen Motor und Hinterräder eingeschaltet wird und durch welches meistens die Tourenzahl des Motors im Verhältnis von 1 zu 3, 1 zu 6 und 1 zu 12 reduziert wird. Nimmt man diese drei Fahrwiderstände von 25 bis 100 in die Berechnung auf, dann können alle Widerstände, welche darunter liegen, mit größerer Geschwindigkeit genommen werden. Hierbei ist aber von vornherein zu berücksichtigen, daß im Getriebe etwa 30 bis 35 % der Motorenkraft verloren gehen. Sobald der Wagen eine Steigung befahren soll, werden bedeutend höhere Anforderungen an den Motor gestellt, weil das Gewicht nicht allein fortbewegt, sondern auch gehoben werden soll. In diesem Fall sind für jedes Prozent der Steigung und pro 1000 kg, 10 kg Zug mehr aufzuwenden.

Zur Berechnung der erforderlichen Motorenkraft kann folgendes Beispiel dienen:

Gewicht des Wagens inkl. Besatzung etc. 1200 kg.

Fahrstraße glatte Chaussee (horizontal) 25 kg Zug pro 1000 kg.

Fahrgeschwindigkeit 16,66 m pro Sekunde.

Danach sind zur Überwindung des Fahrwiderstandes

$$1{,}2 \,.\, 25 \,.\, 16{,}66 = 499{,}8 \text{ sekkgm erforderlich.}$$

Wird ein Körper fortbewegt, dann setzt er der Luft einen Widerstand entgegen, der abhängig ist von der fortbewegten Vorderfläche, die wir hier mit 2 qm in Rechnung stellen können, der Fahrgeschwindigkeit in km pro Stunde ins Quadrat erhoben und einem Coeffizienten 0,0052. Mithin beträgt der Luftwiderstand bei 60 km Stundengeschwindigkeit

$$2 \,.\, 60 \,.\, 60 \,.\, 0{,}0052 = 37{,}44 \text{ kg.}$$

In einer Sekunde wird ein Weg von 16,66 m zurückgelegt, sodaß 37,44 . 16,66 = 623,74 sekkgm Arbeit zur Überwindung des Luftwiderstandes erforderlich sind.

Rechnet man nun mit einem Wirkungsgrad von 70 %, dann muß der Motor eine Arbeit von

$$\frac{(499{,}8 + 623{,}74) \cdot 100}{75 \cdot 70} = 21{,}4 \text{ PS}$$

leisten.

Dieses Resultat stimmt mit der Praxis ziemlich überein und dort, wo weniger Kraft gebraucht wird, ist dieses nur auf den besseren Wirkungsgrad des Getriebes zurückzuführen.

Sobald aber eine Steigung befahren werden soll, verschiebt sich das Resultat ganz bedeutend. Des Beispiels halber soll eine Steigung von 5 % in die Rechnung gestellt werden. Wie erwähnt, müssen pro 1000 kg Gewicht und für jedes Prozent der Steigung 10 kg, also bei

1200 kg und 5 % gleich 60 kg Hebearbeit vom Motor mitgeleistet werden. Bei einem Tempo von 60 km in der Stunde würde der Gesamtwiderstand des Wagens zu seiner Überwindung

$$\frac{499{,}8 + 623{,}74 + (60 \cdot 16{,}66) \cdot 100}{75 \cdot 70} = 40{,}44 \text{ PS}$$

erfordern.

An diesem Beispiel erkennt man, daß für Wagen, welche auch kleine Steigungen mit einer entsprechenden Geschwindigkeit nehmen sollen, unbedingt ein kräftiger Motor verwandt werden muß.

Würde dagegen der Wagen nur mit einem Motor von ca. 22 PS. ausgerüstet sein, dann wäre man gezwungen, für die Bewältigung der 5 prozentigen Steigung diejenige Geschwindigkeit einzuschalten, welche dem Wagen ein Tempo von 30 km in der Stunde erteilt.

In vielen Fällen beobachtet man, daß der Wirkungsgrad der Übersetzung mit der Zeit ein besserer wird, doch können auch Umstände eintreten, die eine Verschlechterung des Wirkungsgrades herbeiführen. Auf alle Fälle aber tut man am besten, wenn man den Motor kräftiger wählt, als nötig, damit er etwas zum Zusetzen hat.

Einen großen Einfluß auf die Konstruktion eines Motors übt die Bereifung der Wagenräder aus. Läuft das Automobil auf Pneumatiks, dann wird man die Kurbelgehäuse sehr gut aus Nickelaluminium gießen lassen können. Vollgummi und Eisenreifen stellen jedoch viel größere Ansprüche an die Festigkeit der Tragarme, weshalb man für Lastwagen auch besondere Motorentypen baut, die im ganzen kräftiger gehalten sind und mit höchstens 800 Touren pro Minute laufen.

Bei der Konstruktion des Motors ist ferner auf die Gewohnheit der Chauffeure, von rechts an den Bürgersteig heranzufahren, Rücksicht zu nehmen. Man wird daher alle Teile, welche einer öfteren Revision bedürfen, auf der linken Seite des Motors anordnen, wobei man sich vor der Andrehkurbel des Motors stehend zu denken hat. Es ist unmöglich, hier auf alle Einzelheiten schon vorher Bezug zu nehmen, doch wird, wo es später notwendig ist, eine besondere Anordnung jedesmal motiviert.

Motoren, welche für Boote bestimmt sind, müssen nach anderen Regeln wie Wagenmotoren konstruiert sein. Abgesehen von der Fundamentierung, wird man hier ebenfalls mit den Tourenzahlen nicht über 800 hinaus gehen, dafür aber einen etwas größeren Hub wählen, als bei Wagenmotoren. Für alle Fälle wird man aber für eine weitgehendste Einkapselung aller bewegten Teile des Motors Sorge tragen, einmal, weil der Betrieb dadurch geräuschloser wird, und zum andern, weil Staub und Schmutz von den Triebteilen ferngehalten werden. Ferner wird man den Motor selbst noch so dicht wie möglich in einem Gehäuse, einem Schutzkasten unterbringen, welcher die ganze Motorenanlage,

enthält, geradeso wie ein Maschinenhaus die Betriebsmaschinen der Fabrik aufnimmt.

Alle notwendigen Verbindungen und Rohrleitungen sind auf das kleinste Maß zu beschränken und so übersichtlich anzuordnen, daß schadhafte Stellen ohne Mühe sofort ausgebessert werden können. Solche Teile, welche öfter revidiert werden müssen, bringe man niemals in die Nähe heißer Rohrleitungen, wie dieses leider noch so oft geschieht und denke daran, daß später Laien die Maschine bedienen sollen.

Wird seitens einer bestehenden Maschinenfabrik beabsichtigt, die Motorenfabrikation aufzunehmen, dann soll man sich vorher darüber klar sein, daß nur mit den allerbesten Werkzeugmaschinen ein konkurenzfähiges Fabrikat hergestellt werden kann. Ferner soll man nur das beste Material und die besten Arbeitskräfte benutzen, denn nichts rächt sich bei einer Motorenfabrik mehr, als wenn mangelhafte Motoren in die Welt gesetzt werden, nur deshalb, weil die Fabrikationsmittel nicht ausreichten, oder weil man der Ansicht ist, man müsse billiger als jede anständige Konkurrenz sein. Man denke stets daran, daß die Käufer von Motoren zum größten Teile Mitglieder eines Vereins oder eines Klubs sind und daß sich die Mangelhaftigkeit eines Fabrikates leicht herumspricht. Das verlorene Renommee ist niemals wieder herzustellen.

Der Konstrukteur muß ferner bestrebt sein, die neue Fabrikation der alten anzugliedern. Zu diesem Zwecke muß er wissen, welche Hilfsmittel in der Fabrik vorhanden sind, damit solche schon vor der Konstruktion des Motors in Erwägung gezogen werden können. Nichts ist falscher, als den Konstrukteur von der Fabrikation fernzuhalten und ihn zum Bureauarbeiter zu degradieren, manche Schwierigkeiten werden spielend überwunden, wenn die Technik und die Praxis in guter Harmonie zusammenarbeiten.

Die Berechnung der Motorenkraft.

Sobald man sich über die Ansprüche, welche an den Motor gestellt werden sollen, klar geworden ist, wird es notwendig, die Hauptabmessungen, d. s. Kolbendurchmesser und Hub festzustellen. Hierzu mag noch folgende Regel gelten.

Bei Motoren, welche über 800 Touren pro Minute machen sollen, ist der Hub gleich 1 bis 1,3 mal Kolbendurchmesser, während bei langsamer laufenden Motoren, zwischen 600 bis 800 Touren, das Verhältnis gewöhnlich bis 1,5 mal Kolbendurchmesser ist. In beiden Fällen geht man selten über eine normale Kolbengeschwindigkeit von 5 m in der Sekunde hinaus. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird berechnet,

indem man den Hub zweimal mit der Tourenzahl pro Sekunde multipliziert, während die maximale Kolbengeschwindigkeit gleich der Tourenzahl mal Hub mal 3,14 ist.

Als normale Tourenzahl kann man für Motoren für Tourenwagen etwa 1000 pro Minute annehmen, dieselbe läßt sich im Betriebe noch durch die Zündverstellung steigern und kann dann bis auf ca. 1500 gebracht werden. Bei Fahrradmotoren nimmt man als normale Tourenzahl ca. 1500 an und läßt Steigerung derselben bis auf ca. 2500 zu.

Das Maximum der Kraft eines Motors wird bei ca. 750 bis 800 Explosionen pro Minute erreicht, wird diese Zahl überschritten, dann macht sich eine rapide Abnahme der Kraft bemerkbar, selbst dann, wenn die Konstruktionseinzelheiten eine größere Anzahl von Explosionen zulassen.

Als Beispiel für die Berechnung möge folgende Darstellung dienen.

Kolbendurchmesser	90	mm
Hub	100	„
Tourenzahl	1000	pro Min.

Dann ist laut Tabelle die Kolbenfläche 63,6 qcm, der Mitteldruck beträgt 4,5 kg pro qcm. Auf 1000 Touren kommen pro Zylinder 500 Explosionen. Danach würde die Leistung des Motors

$$\frac{4{,}5 \cdot 63{,}6 \cdot 500 \cdot 0{,}1}{60 \cdot 75} = 3{,}3 \text{ PS}$$

betragen.

Macht der Motor dagegen 1200 oder 1500 Touren, dann steigt die Leistung auf 3,96 bezw. 4,95 PS. Diese Zahlen entsprechen so ziemlich den tatsächlichen Verhältnissen. Dieselben sind bei mehrzylindrigen Motoren mit der Anzahl der Zylinder zu multiplizieren, sodaß z. B. ein vierzylindriger Motor bei 1000 Touren 13,2 PS, bei 1200 Touren 19,8 PS leisten würde.

Im allgemeinen herrschen noch über die Verhältnisse von Kolbendurchmesser zu Hub die verschiedensten Ansichten. Vorteilhafter ist es jedenfalls, statt des Hubes, den Kolbendurchmesser zu vergrößern, wie ein Blick auf die Tabelle der folgenden Seite zeigt. Doch hat dieses Verfahren auch seine Schattenseiten, weil man die ungekühlten Kolbenflächen dadurch nur vergrößert. Die folgenden Tabellen geben die Kolbengeschwindigkeiten unter normalen Verhältnissen an, soweit dieselben für die nachfolgenden Berechnungen in Frage kommen.

Die Formel, welche zur Berechnung der Steuerpferdestärken benutzt wird, lautet

$$L = 0{,}3\, i \cdot d^2 \cdot s,$$

worin

1 = Anzahl der Zylinder,

d = Kolbendurchmesser in cm und

s = Kolbenhub in m

bedeutet.

Die Angaben der Pferdestärken in den Katalogen werden meistens nach der Formel

$$L = 0{,}6\,i \cdot d^2 \cdot s$$

berechnet.

Das Drehmoment eines Motors ist gleich

$$\frac{\text{Anzahl der PS.} \cdot 716{,}2}{\text{Tourenzahl}}.$$

Beträgt die Leistung eines Motors 20 PS. bei 1200 Touren, dann ist das Drehmoment

$$\frac{20 \cdot 116{,}2}{1200} = 11{,}935 \text{ mkg.}$$

Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde bei 400 bis 800 Touren.

Hub mm	Tourenzahl pro Min.		400	500	600	650	700	750	800
120	-	msec.	1,6	2,4	2	2,6	2,8	3	3,2
130	-		1,74	2,16	2,6	2,8	3	3,25	3,475
140	-		1,86	2,32	2,8	3	3,27	3,5	3,72
150	-		2	2,5	3	3,25	3,5	3,75	4
160	-		2,12	2,65	3,2	3,45	3,75	4	4,25
170	-		2,27	2,82	3,4	2,7	3,95	4,25	4,5
180	-		2,4	3	3,6	3,9	4,2	4,5	4,8
190	-		2,5	3,16	3,8	4,12	4,42	4,75	5,05
200	-		2,66	3,33	4	4,3	4,65	5	5,33

Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Sekunde bei 1000 bis 2500 Touren.

Hub mm	Tourenzahl pro Min.		1000	1200	1500	1800	2000	2500
50	-	msec.	1,66	2	2,5	3	3,33	4,16
55	-		1,83	2,2	2,75	3,3	3,64	4,57
60	-		2	2,4	3	3,6	4	5
65	-		2,17	2,6	3,25	3,9	4,33	5,4
70	-		2,33	2,8	3,5	4,2	4,65	5,82
75	-		2.5	3	3,75	4,5	5	6,25
80	-		2,66	3,2	4	4,8	5,33	6.65
85	-		2,83	3,4	4,25	5,1	5,66	7,06
90	-		3	3,6	4,5	5,4	6	7,5
95	-		3,16	3,8	4,75	5.7	6,33	7,9
100	-		3,32	4	5	6	6,65	

Hub mm	Tourenzahl pro Min.	1000	1200	1500	1800	2000	2500
105	-	3,5	4,2	5,25	6,3	7	
110	-	3,66	4,4	5,5	6,6		
115	-	3,83	4,6	5,75	6,9		
120	-	4	4,8	6	7,2		
125	-	4,16	5	6,25			
130	-	4,33	5,2	6,5			
135	-	4,5	5,4	6,75			
140	-	4,66	5,6	7			
145	-	4,82	5,8				
150	-	5	6				
155	-	5,16	6,2				
160	-	5,33	6,4				
165	-	5,5	6,6				
170	-	5,66	6,8				
175	-	5,8	7				
180	-	6					

Der Einfluss der schwingenden Massen auf die Leistungsfähigkeit des Motors.

Bekanntlich wendet man heute für Automobilmotoren, soweit dieselben nicht für Lastwagen und für Bootszwecke benutzt werden sollen, nur noch selten die Zentrifugalregulatoren an, und es ist sehr leicht, die größte Beanspruchung der Einzelteile zu berechnen, damit ein eventuelles Durchgehen des Motors keine schädlichen Folgen nach sich zieht.

Wir wollen zunächst nur den Einfluß, welcher durch das Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange auf die Tourenzahl des Motors ausgeübt werden kann, einer näheren Betrachtung unterziehen.

Wir verweisen daher auf die Spezialabteilung über die Erschütterungen bei Automobilmotoren etc., Seite 19, und erwähnen hier nur das, was absolut notwendig ist, um den Einfluß der schwingenden Massen auf die Leistungsfähigkeit des Motors kennzeichnen zu können.

Die durch die explodierenden Gase erzeugte Arbeit wird zunächst zum Teil dazu verwendet, um die innere Arbeit des Motors zu bewältigen, während der Rest von der Kurbelwelle als nutzbare Arbeit abgenommen werden kann. Je kleiner wir daher den erforderlichen inneren Arbeitsaufwand machen, desto größer wird die Kraft sein, welche wir von der Kurbelwelle abnehmen können. Die innere Arbeit setzt sich aus der Reibungsarbeit und aus derjenigen, welche zur Beschleunigung der schwingenden Massen dient, zusammen. Die Reibungsarbeit wollen wir vorläufig aus dem Spiele lassen und uns nur mit den Beschleunigungsarbeiten beschäftigen.

Ein jeder Motor besitzt eine seiner ganzen Konstruktion entsprechende Tourenzahl, bei der er seine größte Kraft entfaltet. Wird diese Tourenzahl überschritten, dann sinkt sein Drehmoment, eine Beobachtung, über welche schon häufig diskutiert wurde. Da nun jeder Konstrukteur bestrebt sein muß, mit den geringsten Mitteln das Höchste zu erreichen, so ist man ganz von selbst darauf angewiesen, den Automobilmotor

möglichst klein zu bauen und ihn dafür mit hoher Tourenzahl laufen zu lassen. Hieraus geht hervor, daß man bestrebt sein muß, die größte Tourenzahl des Motors und sein größtes Drehmoment so nahe wie möglich aneinander zu bringen.

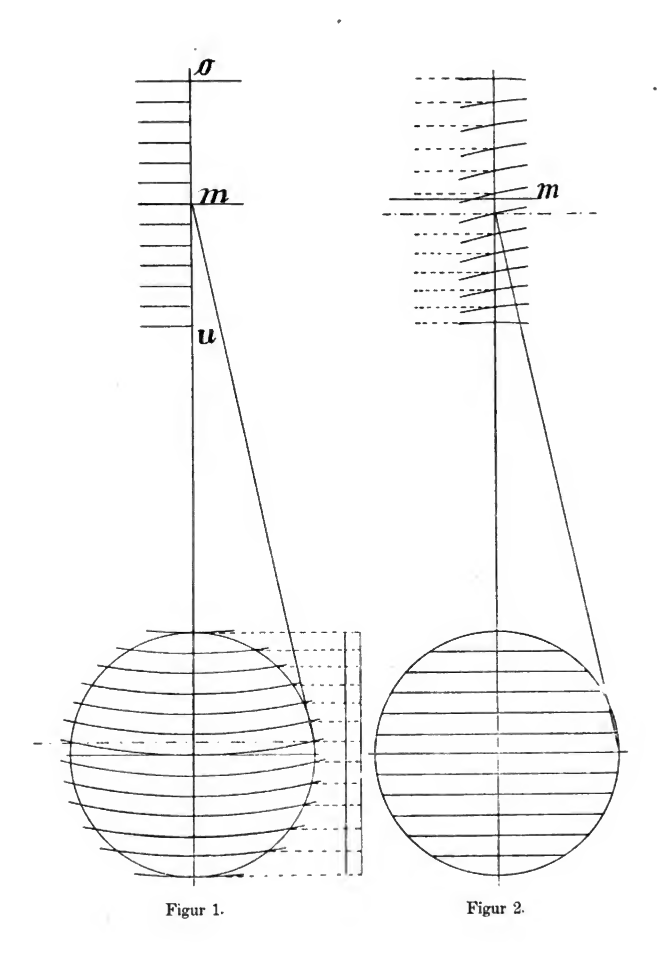
Der Kolben und die Pleuelstange sind die auf- und abgehenden Massen, welche in einem Automobilmotor die meiste Kraft absorbieren, und wie groß diese Kräfte sind, erkennt man am deutlichsten an den heftigen Erschütterungen, die durch sie ausgelöst werden. Ein altes physikalisches Gesetz lautet: „Kraft ist gleich Masse mal Beschleunigung“, d. h. wir müssen auf eine Masse eine Kraft ausüben, wenn wir sie vom Zustand der Ruhe in den Zustand der Beschleunigung, also in den der Bewegung versetzen wollen, und wir müssen ferner eine ebensolche Kraft aufwenden, wenn wir die Masse wieder von dem Zustand der Beschleunigung in den der Ruhe überführen wollen. Hieraus geht hervor, daß wir zunächst im oberen Totpunkte eine Kraft brauchen, welche auf den Kolben drückt, um ihn in Bewegung zu setzen, während wieder im unteren Totpunkte diese Kraft vollständig beseitigt sein muß, weil hier der Kolben wieder in den Zustand der Ruhe angelangt ist. Bei dem darauffolgenden Hochgange des Kolbens müssen wir wieder im unteren Totpunkte eine Kraft zur Verfügung haben, die den Kolben nach oben schiebt, und diese Kraft muß im oberen Totpunkte wieder aufgezehrt sein.

Bei einem Viertaktmotor ist die Kraft, die im oberen Totpunkte den Kolben herunterdrückt, im Augenblicke der Explosion vorhanden, während diejenige, die die Beschleunigung vom unteren Totpunkte zum oberen Totpunkte verzögert, ebenfalls bei jeder zweiten Kurbelumdrehung, und zwar während der Kompressionsperiode, zur Verfügung steht.

Während wir nun im oberen Totpunkte Kraft brauchen, die auf den Kolben drückt, brauchen wir im unteren Totpunkte solche, die von unten gegen den Kolben drückt, um die Verzögerung und die darauf folgende Beschleunigung nach oben vorzunehmen. Solche Kräfte sind aber nicht bei jedem Hubwechsel vorhanden, und sie muß daher von der im Schwungrad aufgespeicherten Kraft entnommen werden.

Nehmen wir an, wir drehen die Kurbelwelle des Motors, wobei zunächst der Kolben in seinem oberen Totpunkte steht, dann müssen wir durch die Kurbel die Pleuelstange und den an ihr befestigten Kolben nach unten ziehen. Hierzu ist anfänglich die größte Kraft erforderlich, um den Beharrungszustand zu beseitigen. Nach und nach wird aber dem Kolben und der Pleuelstange eine Beschleunigung erteilt, die nach der Mitte des Hubes hin immer größer wird.

Nahe der Mitte des Hubes ist ein Zug in der Kurbel nicht mehr erforderlich, da der Kolben sich in voller Bewegung befindet und das



Figur 1.

Figur 2.

Bestreben hat, über den unteren Totpunkt hinauszufliegen. Die Kurbel muß daher einen Gegendruck auf die Pleuelstange und den Kolben ausüben. Die Bewegung muß verzögert werden, damit sie im unteren Totpunkte gleich Null wird.

Wir haben bei unseren Automobilmotoren in der Regel mit einer Pleuelstange zu rechnen, deren Länge das $4^1/_2$ fache der Kurbel beträgt, und wenn wir dieses Verhältnis zeichnerisch darstellen, dann bemerken wir, wie es aus der Figur 1 hervorgeht, daß die Kurbel noch lange nicht den Weg von 90 Grad zurückgelegt hat, wenn der Kolben bereits auf Hubmitte steht. Daraus geht hervor, daß sich die sonst vollständig gleichen Kräfte für die Beschleunigung und deren Verzögerung ungleichmäßig auf beide Hubhälften verteilen müssen. In der Zeichnung ist o der obere und u der untere Totpunkt, während m die Hubmitte darstellt. Verlegen wir dagegen den Kolbenhub in den Kurbelkreis, dann erhalten wir bei sonst gleichen Verhältnissen die Figur 2 und erkennen, daß die Kolbengeschwindigkeit in der oberen Hubhälfte größer ist als in der unteren.

Die Größe der Beschleunigungskräfte ist abhängig von der Kolbengeschwindigkeit und dem Gewichte der Masse, und zwar rechnet nach dem Gesetz von der lebendigen Kraft

$$P = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

die Masse, also das Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange einfach, während die Kolbengeschwindigkeit ins Quadrat erhoben wird. Für die Berechnung der tatsächlichen Größe der Kräfte muß man natürlich vom Pleuelstangengewicht das Gewicht abziehen, welches durch den Pleuelstangenkopf repräsentiert wird, weil derselbe an der Rotation teilnimmt.

Bei Motoren mit zusammengesetzter Kurbelwelle ist der Pleuelstangenkopf gewöhnlich als Auge ausgebildet und setzt man in diesem Falle $^2/_3$ des Pleuelstangengewichts in die Rechnung ein. Besitzt dagegen die Pleuelstange einen geteilten Kopf, der dann verhältnismäßig schwer ist, so berücksichtigt man nur die Hälfte des Gewichts.

Um nun ein Zahlenbeispiel zu erhalten, wollen wir das Gewicht eines Kolbens von 95 mm Durchmesser plus Pleuelstangengewicht mit 3,3 kg annehmen. Hierbei soll der Hub des Motors 130 mm betragen. Ohne Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge berechnet man die Beschleunigungskraft am einfachsten nach der Formel

$$B = \frac{G \cdot r \cdot n^2}{900}.$$

In dieser Formel bedeutet

G = Gewicht des Kolbens plus Pleuelstange, also 3,3 kg,
r = Kurbelradius also 0,065 m,
n = Tourenzahl gleich 1000.

Wir haben hier der Einfachheit halber die Tourenzahl mit 1000 pro Minute eingesetzt. Demnach würde unsere Rechnung folgende Zusammenstellung erhalten:

$$B = \frac{3{,}3 \cdot 0{,}065 \cdot 1000000}{900} = 238{,}35 \text{ kg.}$$

Unter Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge haben wir dieses Produkt nach der Radingerschen Formel noch mit einem Multiplikator zu multiplizieren, der sich ergibt, wenn wir die Länge der Pleuelstange durch die Kurbellänge dividieren. Da die Pleuelstange 4,5 mal so lang ist als die Kurbel, so erhalten wir als Multiplikator

$$\frac{1}{4{,}5} = 0{,}222.$$

Demnach besitzen die Beschleunigungskräfte im oberen Totpunkte eine Größe von

$$Bo = \frac{G \cdot r \cdot n^2}{900} \cdot 1{,}222$$

also in unserem Beispiel

$$Bo = 238{,}35 \cdot 1{,}222 = 291{,}26 \text{ kg.}$$

Im unteren Totpunkte dagegen ist der Multiplikator

$1-0{,}222 = 0{,}778$, so daß die Beschleunigungskräfte hier

$$Bu = 238{,}35 \cdot 1{,}778 = 185{,}44 \text{ kg}$$

betragen.

Die Differenz zwischen beiden Extremen beträgt also

$$\begin{array}{rl} 291{,}26 & \text{kg} \\ -\ 185{,}44 & \text{„} \\ \hline 105{,}82 & \text{kg.} \end{array}$$

Diese Differenz, die also eine Folge der ungleichen Verteilung des Kolbenweges auf den Kurbelweg ist, muß sich unliebsam bemerkbar machen, indem sie heftige Erschütterungen auslöst, die ja beim Automobilmotor hinreichend bekannt sind.

Durch die Erschütterungen wird bewiesen, daß ein Teil der Motorenkraft dazu verwendet werden mußte, das Gewicht des Motors etc. zu heben; je heftiger sich also die Erschütterungen bemerkbar machen, desto größer wird der Kraftverlust zu veranschlagen sein.

Solche Kraftverluste müssen daher, wenn wir den größten Nutzen aus unserer neuen Motorenkonstruktion ziehen wollen, möglichst gering gehalten werden, und das können wir, wenn wir das Gewicht der schwingenden Massen möglichst klein machen. Unter Benutzung besten Materials werden wir das Gewicht des Kolbens ebenso wie das der Pleuelstange sehr oft reduzieren können, und dieses geschieht auch bei Rennmotoren, indem man für diese Teile mit einem bedeutend geringeren Sicherheitsgrad rechnet, als sonst üblich.

Die Betrachtung der obigen Formel für die Berechnung der Beschleunigungskräfte gibt uns aber auch noch ein anderes Mittel an die Hand, selbst wenn wir an der Grenze des geringsten Gewichtes angelangt sind, die Kraftverluste zu reduzieren, und diese Erkenntnis ist für die Konstruktion des Motors von größter Wichtigkeit.

Es ist sehr oft behauptet worden, daß kurzhübige Motoren mit gleicher Kolbengeschwindigkeit den langhübigen überlegen seien. Selbstverständlich muß man sich hierbei immer vor Augen halten, daß es vor allen Dingen darauf ankommt, einen langhübigen Motor mit einem kurzhübigen von gleichem Brennstoffverbrauch zu vergleichen, denn die Ökonomie des Betriebes ist die Hauptsache.

Um bei obigem Beispiele zu bleiben, nehmen wir als langhübigen Motor einen solchen von 95 mm Bohrung und 130 mm Hub an, dessen Tourenzahl 1000 pro Minute beträgt. Danach würde die Kolbengeschwindigkeit

$$\frac{130}{30} = 4{,}33 \text{ msec.}$$

betragen.

Setzen wir dagegen einen kurzhübigen Motor von 95 mm Bohrung und 95 mm Hub, dann würde dieser Motor

$$\frac{130 \cdot 1000}{95} = 1368$$

Touren machen müssen, um die gleiche Kolbengeschwindigkeit zu erreichen.

Da die Kolbenfläche bei beiden zu vergleichenden Motoren gleich ist, so ist auch die Länge des Kolbens dieselbe, ebenso wie das Gewicht. Dagegen ist freilich das Gewicht der Pleuelstange bei dem kurzhübigen Motor etwas geringer, und zwar verhalten sich die Gewichte der Pleuelstangen wie ihre Längen, wobei jedoch nur die Schaftlänge zu berücksichtigen ist.

Nehmen wir den günstigen Fall an, die Pleuelstange des kurzhübigen Motors sei 0,1 kg leichter als die des langhübigen, dann würde das in die Rechnung zu stellende Gewicht statt 3,3 kg 3,2 kg betragen. Unsere Formel lautet also

$$Bo = \frac{3{,}2 \cdot 0{,}0475 \cdot 1368 \cdot 1368}{900} \cdot 1{,}222$$

$$Bo = \frac{3{,}2 \cdot 0{,}0475 \cdot 1871424}{900} \cdot 1{,}222 = 386{,}22 \text{ kg}$$

$$Bu = 316{,}06 \cdot 0{,}778 = 245{,}89 \text{ kg.}$$

Demnach beträgt die Differenz zwischen dem oberen und dem unteren Totpunkt in den Beschleunigungskräften

$$\begin{array}{r} 386{,}22 \text{ kg} \\ -\,245{,}89 \text{ „} \\ \hline 140{,}33 \text{ kg.} \end{array}$$

Stellt man dieser Differenz von 140,33 kg bei dem kurzhübigen Motor die von 105,72 kg bei dem langhübigen gegenüber, dann erhalten wir schon ein Bild von dem unrationellen Arbeiten des kurzhübigen Motors, ganz abgesehen von den Nachteilen desselben, die wir später noch näher erläutern wollen.

Da die Tourenzahl des Motors bei obiger Berechnung ins Quadrat erhoben wird, so folgt daraus, daß mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit der Kraftverlust durch die Beschleunigungskräfte mit dem Quadrate der Kolbengeschwindigkeit wächst.

Wir haben gefunden, daß die Beschleunigungskräfte im oberen Totpunkte bei 1000 Touren und 3,3 kg Gewicht für den Kolben von 95 mm Durchmesser 291,26 kg betragen. Rechnen wir dieses Resultat auf die Kolbenoberfläche von 70,88 qcm um, dann finden wir, daß die Beschleunigungskräfte pro Quadratzentimeter Kolbenfläche

$$\frac{291,26}{70,88} = 4,11 \text{ kg}$$

im oberen Totpunkte und

$$\frac{185,44}{70,88} = 2,61 \text{ kg}$$

im unteren Totpunkte betragen.

Bei dem kurzhübigen Motor haben wir dagegen Bo mit 386,22 kg und Bu mit 245,89 kg gefunden, sodaß hier schon auf das Quadratzentimeter Kolbenfläche

$$\frac{385,22}{70,88} = 5,43 \text{ kg}$$

im oberen Totpunkte und

$$\frac{245,89}{70,88} = 3,46 \text{ kg}$$

im unteren Totpunkte kommen.

Bei einem guten Benzinmotor beträgt die Kompression etwa 5 Atm. und es ist möglichst dahin zu streben, daß die Beschleunigungskräfte im oberen Totpunkte während der Kompressionsperiode elastisch ausschwingen können, d. h. sie sollen ebenfalls nicht über 5 kg pro qcm Kolbenfläche betragen. Diese Verhältnisse treten ein, wenn man das obige Beispiel mit dem langhübigen Motor betrachtet.

Nun haben wir aber eine ganze Reihe von Automobilmotoren, die durch kein Mittel veranlasst werden können, über eine bestimmte Tourenzahl hinaus zu kommen und dieses hat seinen Grund meistens in dem großen Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange. Selbst Gewichte

von 5 bis 6 kg für die obigen Abmessungen von Kolbendurchmesser und Hub haben wir schon wiederholt beobachten können, wodurch natürlich ein solcher Motor zum Langsamläufer wird.

Naturgemäß kann doch nur die Kraft von einem Motor abgegeben werden, die abzüglich der verschiedenen Verluste übrig bleibt und daher ist es ganz selbstverständlich, daß mit zunehmender Tourenzahl das Drehmoment des Motors sinken muß. Andererseits ist es aber auch ebenso leicht verständlich, daß ein Motor nur dann mit großer Tourenzahl laufen kann, wenn er wenig belastet ist. Wenn daher ein Motor beim Leerlauf beispielsweise nicht über 2000 Touren hinaus kommt, so zeigt dieses, daß die Arbeit, welche durch die Explosionen geleistet wird, die innere Arbeit des Motors nur bis zu der Grenze die bei 2000 Touren liegt, überwältigen kann. Belastet man den Motor, dann geht seine Tourenzahl rapide zurück und man braucht sich daher garnicht zu wundern, daß das Drehmoment bei Verminderung der Tourenzahl wächst.

Beschäftigt man sich mit der Untersuchung von Motoren, dann bemerkt man sehr bald, wie die verschiedenen Konstrukteure, je weiter sie im Bau der Motoren vorgeschritten sind, ihr Augenmerk darauf richten, die schwingenden Massen so leicht als nur irgend möglich zu machen.

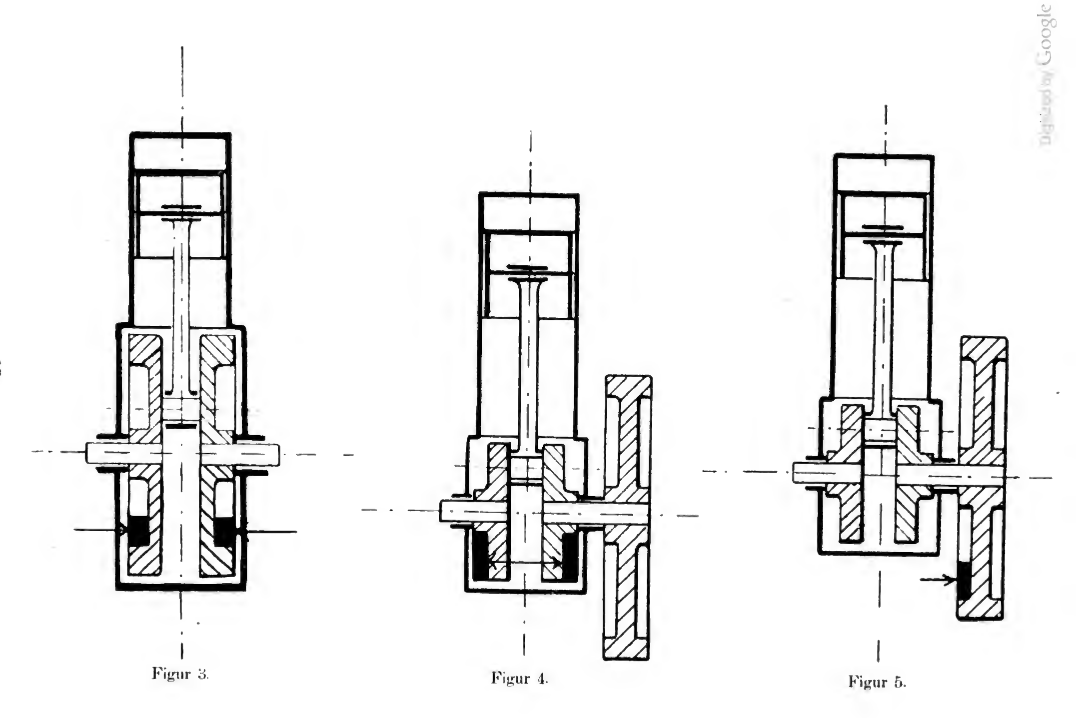
Die Erschütterungen bei Automobilmotoren, die Ursachen und das Ausbalanzieren des Motors.

Von der Voraussetzung ausgehend, daß Vergleiche mit anderen Motoren am besten verstanden werden, wenn man für alle die gleichen Verhältnisse wählt, stellen wir unseren Betrachtungen nachstehende Konstruktionsbedingungen voran:

Kolbendurchmesser: 95 mm
Kolbenfläche: 70,88 qcm
Kolbenhub: 130 mm
Kolbengewicht: 1,5 kg
Pleuelstangenlänge: 4,5 mal Kurbel
Pleuelstangengewicht: 1,8 kg
Kompression: 4,5 Atm.
Tourenzahl: 1000 pro Minute
Kolbengeschwindigkeit: 4,33 m pro Sekunde

Danach würde der

Einzylinder-Motor 5 PS., der
Zweizylinder-Motor 10 PS., der



Figur 3.

Figur 4.

Figur 5.

Dreizylinder-Motor 15 PS. und der
Vierzylinder-Motor 20 PS. leisten.

Einzylindrige Motoren dieser Größe werden meistens mit eingekapselten Schwungrädern, die mit angegossenen Gegengewichten versehen sind, (Figur 3), gebaut. Diese Bauart stammt von Daimler, wurde später von Dion-Bouton übernommen und befindet sich in der Mehrzahl. Eine andere Bauart ist die nach Figur 4 mit außen liegendem Schwungrade und an den Kurbeln befestigten Gegengewichten. In der Figur 5 ist ein ebensolcher Motor, jedoch mit Gegengewichten im seitlichen Schwungrade dargestellt. Solche verfehlte Konstruktion wird nur noch in Amerika gebaut. Diese drei Bauarten repräsentieren den Einzylinder, wie er heute je nach seiner Herkunft in den kleinen Wagen eingebaut ist.

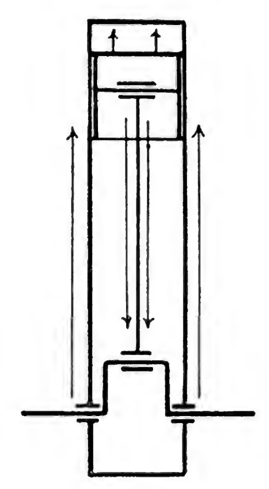
Sehr oft wird behauptet, daß die Erschütterungen durch die Explosionen entstehen, dieses ist aber nicht der Fall, denn die Kraft der Explosion drückt sowohl auf die Kolbenoberfläche, als auch gleichzeitig gegen den Zylinderboden oder den Zylinderdeckel. Der Druck pflanzt sich daher in gerader Richtung, einerseits durch die Pleuelstange, andererseits durch den Zylinder und das Gehäuse, nach den Lagern hin fort, was in der Figur 6 durch die Pfeile angedeutet ist. Es kann sich daher eine Stoßwirkung nicht bemerkbar machen, wenn der Motor im tadellosen Zustande ist, d. h. wenn die diversen Lagerschalen nicht ausgelaufen und fest angezogen sind. Wie aus den eingezeichneten Pfeilen hervorgeht, haben wir es hier mit dem Druck und Gegendruck zu tun, Kräfte, die sich im Innern des Motors ausgleichen, ohne eine sichtbare Größe anzunehmen.

Anders verhält es sich dagegen mit den Wirkungen der hin- und hergehenden Massen, die sich aus dem Gewichte des Kolbens und dem größten Teile der Pleuelstange zusammensetzen.

Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt, ist Kraft gleich Masse mal Beschleunigung“ d. h. wir müssen auf die „Masse“ eine „Kraft“ wirken lassen, wenn wir dieselbe in den Zustand der Bewegung in der Richtung der „Kraft“ versetzen wollen. Hierbei wird die Masse aus dem Beharrungszustande in den „Beschleunigungszustand“ versetzt. Will man dagegen den Zustand der Beschleunigung wieder aufheben. also die Masse wieder in den Zustand der Ruhe kommen lassen, dann muß man eine entgegengesetzt wirkende Kraft auf die Masse wirken lassen, damit die Beschleunigung wieder verzögert wird, wie es z. B. beim Bremsen des Wagens der Fall ist.

Weil diese Kräfte zur Beschleunigung, bezw. zur Verzögerung der Beschleunigung dienen, nennt man dieselben die „Beschleunigungskräfte“. Denken wir uns den Kolben in seinem oberen Totpunkte stehend und die Kurbelwelle wird gedreht, dann muß die Kurbelwelle die Pleuelstange und den an ihr befestigten Kolben nach unten ziehen.

Hierzu ist anfangs eine größere Kraft erforderlich, um den Beharrungszustand (den Zustand der Ruhe) zu beseitigen. Nach und nach wird der „Masse“ (Kolben und Pleuelstange) aber eine Beschleunigung erteilt, die nach der Mitte des Hubes hin immer größer wird. Nach der Mitte des Hubes ist kein Zug in der Kurbel mehr erforderlich, denn hier wird die Beschleunigung gleich null, um dann gleich wieder in den Zustand der Verzögerung überzugehen. Hierbei hat der Kolben das Bestreben, an der Pleuelstange vorbei zu fliegen, die Kurbel übt also einen Gegendruck auf die Pleuelstange aus.

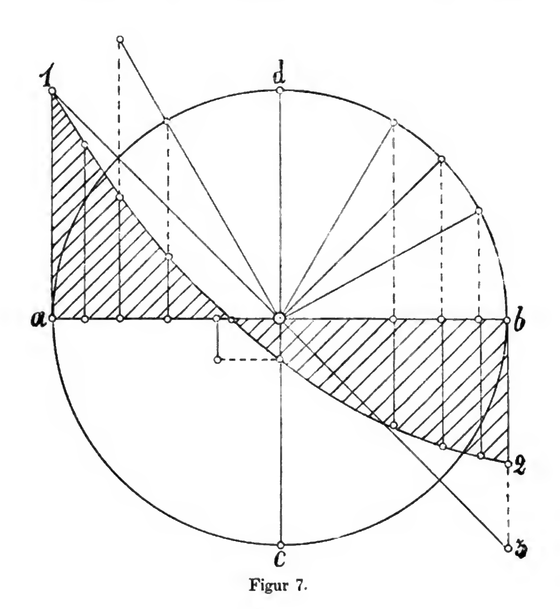


Figur 6.

Bei den hohen Tourenzahlen unserer Automobilmotoren geht die Beschleunigung sowohl, als auch die Verzögerung der Masse mit großer Geschwindigkeit vor sich, denn im unteren Totpunkte muß die Beschleunigung wieder vollständig verzögert sein, weil der Kolben seine Bewegung umkehrt und wieder nach oben geht. Er muß dann wieder nach oben beschleunigt werden usw.

Wie groß die Beschleunigungskräfte selbst bei geringer Masse werden können, erkennt man am besten an einer abgeschossenen Flintenkugel, die trotz ihres geringen Gewichtes eine fabelhafte Durchschlagskraft besitzt. Diese Durchschlagskraft ist nichts weiter als eine Verzögerung der Beschleunigung; das Aufheben der lebendigen Kraft.

Die Größe der Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte in den hin- und hergehenden Massen eines Motors kann man ganz genau vorher berechnen; sie sind auf beide Hubhälften gleichmäßig verteilt, wenn die Pleuelstange unendlich lang sein könnte; da die Pleuelstange aber meistens nur 4,5 mal so lang als die Kurbel ist, so muß dieses Verhältnis mit in Rechnung gestellt werden. Lassen wir diesen Einfluß



Figur 7.

der endlichen Länge der Pleuelstange vorläufig aus dem Spiele, dann ist die Größe der Beschleunigungskräfte

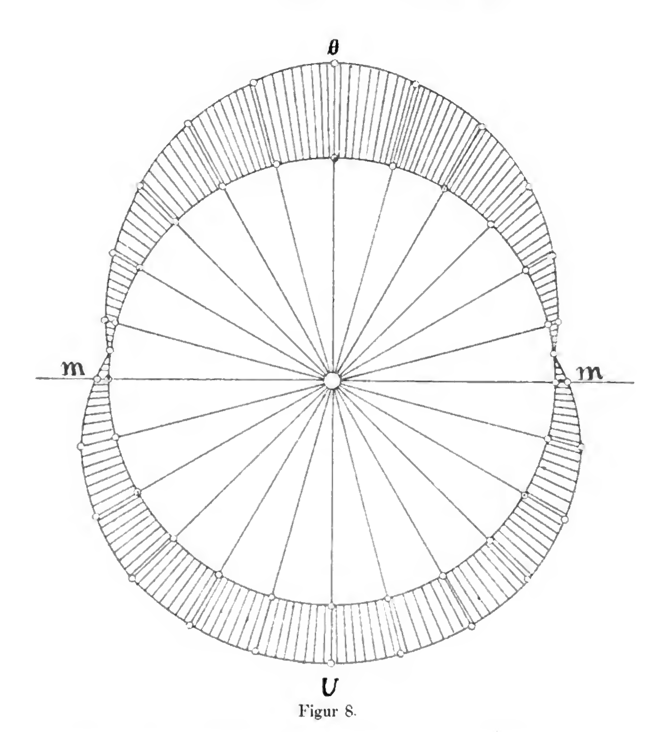
$$B = \frac{G \cdot r \cdot n^2}{900}.$$

In dieser Formel bedeutet

G = Gewicht Kolben plus Pleuelstange ohne Kopf, also 3,3 kg
r = Kurbelradius also 0,065 m
n = Tourenzahl gleich 1000.

Setzen wir diese Werte in die Rechnung ein, dann erhalten wir folgende Zusammensetzung unserer Formel

$$B = \frac{3{,}3 \cdot 0{,}065 \cdot 1000000}{900} = 238.35 \text{ kg.}$$



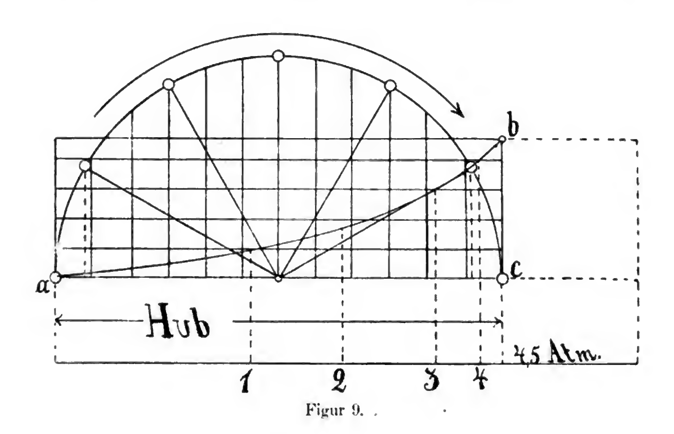
Figur 8.

Diese Zahl muß bei einem Verhältnis von Pleuelstangenlänge zum Kurbelradius von 4,5 zu 1 oder 0,222, je nach der Kurbelstellung mit einem Dezimalbruch multipliziert werden, der nach der Formel von Radinger berechnet wird.

Nach dieser Formel erhalten wir als Multiplikator für den
oberen Totpunkt = 1,222 und für den
unteren Totpunkt = 0,778.

Demnach betragen die Beschleunigungskräfte im
oberen Totpunkt 238,35 : 1,222 = 291 kg und im
unteren Totpunkt 238,35 : 0,778 = 185 kg.

Da die Beschleunigungskräfte mit jeder Winkelverschiebung der Kurbel zu- bezw. abnehmen, so erhält man für die einzelnen Kurbelstellungen Kräfte, wie sie in der Figur 7 zeichnerisch dargestellt sind. In dieser Zeichnung haben wir uns die Linie a—b als den Weg des Kolbens zu denken, und zwar ist a der obere und b der untere Totpunkt, während die Senkrechte c—d die Hubmitte bezeichnet. Die auf der Linie a—b aufgetragenen Senkrechten sind die Schnittpunkte der Kurbelwinkel mit dem Kurbelradius, und die ausgezogenen Strecken



Figur 9.

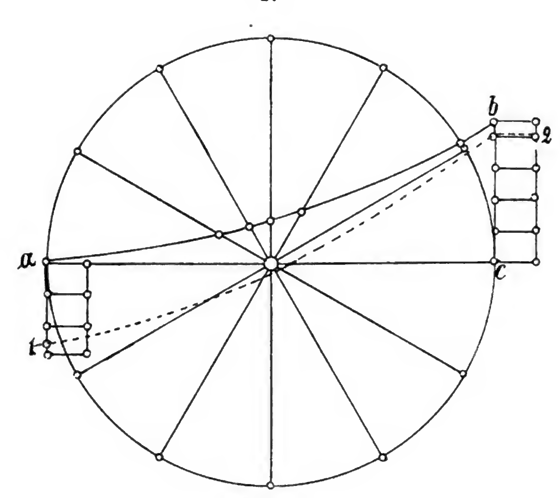
sind genau nach der Radinger'schen Formel ausgemessen. Ihre verschiedenen Längen zeigen daher das Kräfteverhältnis an. Eine Verbindung der verschiedenen Höhen stellt eine Kurve dar, die mit 1—2 bezeichnet ist. Denken wir uns den Mittelpunkt des Kreises als die Mitte der Kurbelwelle, dann sehen wir, wie sich die Kräfte verschieden auf die beiden Hubhälften verteilen. Wir sehen aber auch ferner, daß die Beschleunigungskräfte im oberen Totpunkte bei a—1 gegen die im unteren Totpunkte bei b—2 um das Stück 2—3 größer sind. Durch die Schraffierung werden die Kräfte noch deutlicher vor Augen geführt. Während die Kurve 1—2 die Größe der Beschleunigungskräfte auf dem geraden Kurbelwege zeigt, führt uns die Figur 8 die Beschleunigungskräfte in bezug auf den Kurbelkreis vor. Der mittlere

Kreis ist der Kurbelweg, und die einzelnen Schnittpunkte sind die verschiedenen Kurbelwinkel von 15 zu 15 Grad, auf diesen sind die verschiedenen Kräfte, berechnet nach obiger Formel, aufgetragen.

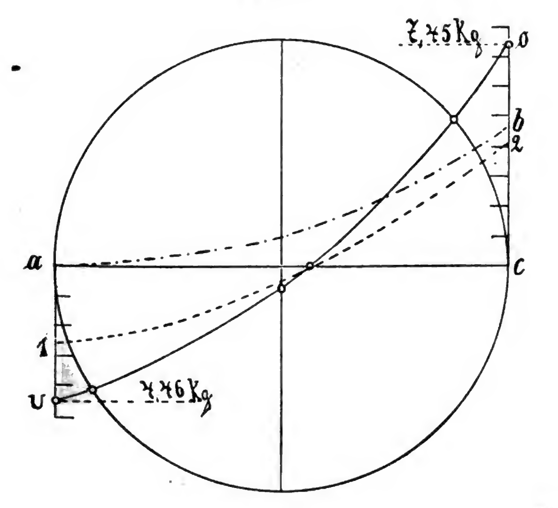
Bei der Betrachtung der Figur 7 haben wir bereits die Beobachtung von der ungleichen Verteilung der Kräfte auf die einzelnen Hubstellungen machen können, viel deutlicher treten diese Ungleichheiten aber in der Figur 8 hervor. Wir bemerken, wie die Kräfte im oberen Totpunkte bei 0 am größten sind, und wie sie nach der Hubmitte bei m zu immer mehr abnehmen, bis sie kurz vor m gleich null werden. Hierauf folgt ein plötzlicher Übergang und ein Anwachsen der Verzögerungskräfte nach dem unteren Totpunkte u hin.

Diese Beschleunigungskräfte, welche in einer Sekunde bei 1000 Touren in der Minute 66 mal zwischen den Werten 291—0 und von 0—185 usw. schwanken, sind die Ursachen der Erschütterungen des Wagens. Ihre Differenz beträgt in diesem Falle, wo eine möglichst leichte Pleuelstange und ein ebensolcher Kolben in die Rechnung gestellt wurden, immer noch 106 kg. Bei einem Kolbendurchmesser von 95 mm hat man unseres Wissens bisher noch keinen Kolben herstellen können, welcher leichter als 1,5 kg ist, und mit der geteilten Pleuelstange im Gewichte von 1,8 kg verhält es sich ähnlich, sodaß obige Rechnung für die neuesten Motoren ziemlich zutreffend ist.

Dagegen befinden sich noch sehr viele Motoren im Betriebe, die ein Gewicht von 6 kg für Kolben und Pleuelstange und noch darüber aufweisen. Welche ungesunden Verhältnisse durch solche großen Gewichte und deren Beschleunigung hervorgerufen werden, möge nachstehend erläutert werden. Vorher soll jedoch noch etwas über die Kompression gesagt werden, weil auch der Arbeit, welche zu ihrer Überwindung notwendig ist, schuld an den Erschütterungen gegeben wird. Der Verlauf des Kompressionshubes ist in der Figur 9 dargestellt. Die Kurbel dreht sich in der Richtung des Pfeiles von a nach c, a—c ist also der Kolbenhub, oder wenn man will, das Hubvolumen. Das Stück, welches über c hinaus punktiert umzogen ist, zeigt die Größe des Kompressionsraumes an. Die Zahlen 1, 2, 3, 4 und 4,5 zeigen an, wie hoch das Gemisch komprimiert ist, wenn der Kolben auf seinem Wege die punktierten Stellungen eingenommen hat. Senkrecht auf a—4½ sind zwei Linien aufgetragen, die von 6 zu 6 mm eingeteilt sind. Jede wagerechte Linie über a—c bedeutet eine Atm. Kompression oder einen Druck von 1 kg auf 1 qcm Kolbenfläche. Der Hub von 130 mm ist zwecks besserer Übereinstimmung mit der Winkelstellung des Kurbelkreises in 12 gleiche Teile geteilt, so daß der Weg von einer Senkrechten zur anderen gleich 10,8 mm beträgt. Mit dem Vorschieben des Kolbens von a nach c wächst bekanntlich der Druck der komprimierten Gase, was durch das Einzeichnen der Kurve a—b gekennzeichnet ist. Die Höhe von c nach b zeigt also an, daß auf dem



Figur 10.



Figur 11.

Kolben ein Druck von 4,5 kg pro Quadratzentimeter ruht, wenn derselbe die Stellung bei c erreicht hat. Dasselbe, was unter Benutzung der Figur 6 über Wirkung und Verteilung der Explosionsdrücke gesagt wurde, trifft selbstverständlich auch auf den Arbeitsvorgang bei der Kompression zu. Druck und Gegendruck finden stets ihren Ausgleich im Motorenkörper selbst, und es kann daher von einer Wirkung der Kraft, nach außen hin, keine Rede sein.

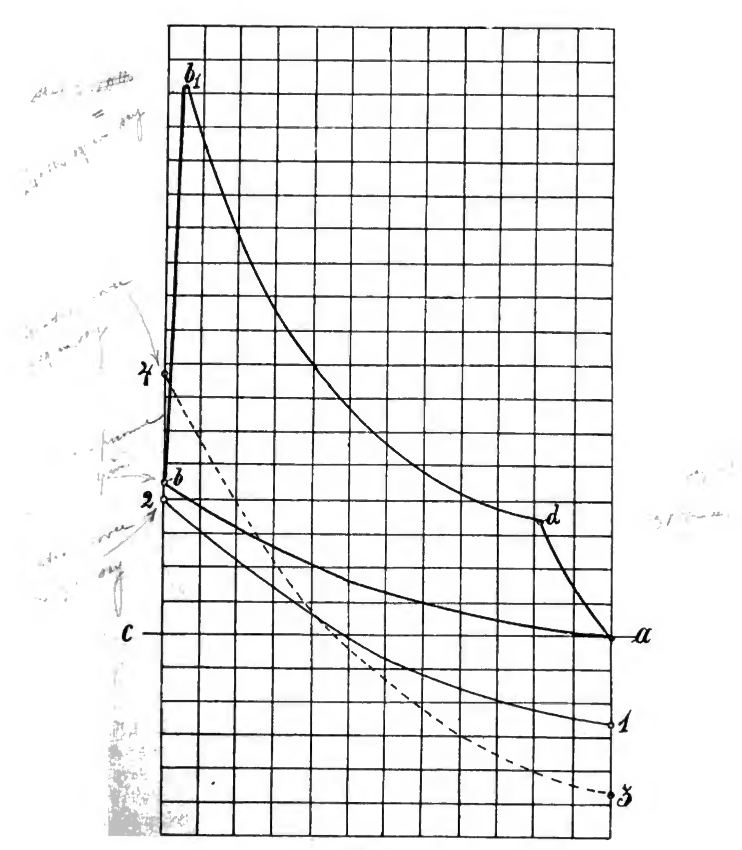
Wir haben die Beschleunigungskräfte für den oberen Totpunkt zu 291 kg und für den unteren mit 185 kg ermittelt. Die Kolbenfläche beträgt 70,88 qcm, folglich betragen dieselben pro Qudratzentimeter Fläche

im oberen Totpunkte = 4,11 kg und
im unteren Totpunkte = 2,61 kg.

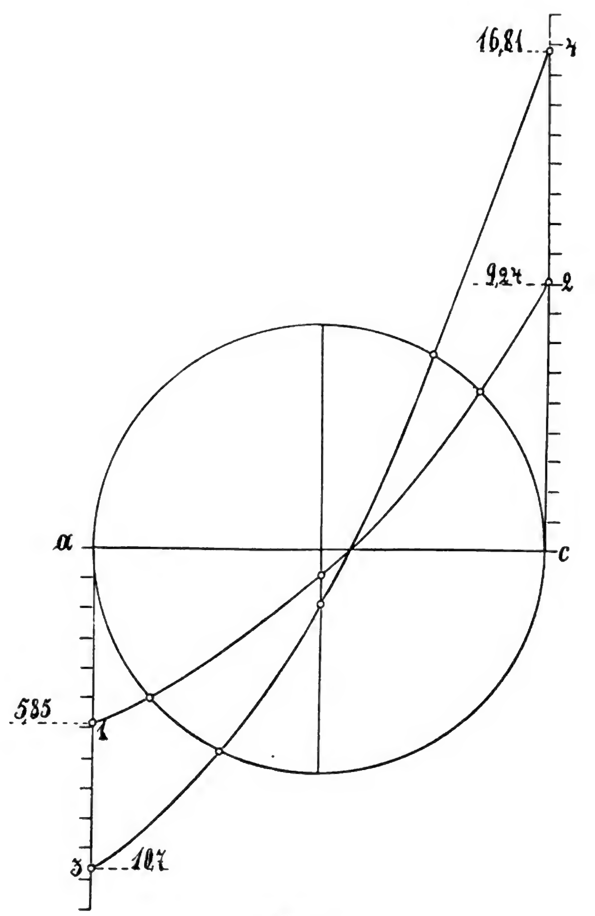
Vergleichen wir daher die Kompressionskurve mit der Beschleunigungskurve, dann erhalten wir das Diagramm, Figur 10. Die Beschleunigungskurve 1—2 liegt also mit ihrer oberen Hälfte innerhalb der Kompressionskurve a—b. Wie groß der schädliche Einfluß der Beschleunigungskräfte bei einem zu großen Gewichte von Pleuelstange und Kolben werden kann, sehen wir an dem Diagramm, Figur 11. In dieser Figur ist a—b die Kompressionskurve und 1—2 die Beschleunigungskurve bei einem Gewicht der Masse von 3,3 kg und bei 1000 Touren pro Minute, während u—o die Beschleunigungskurve bei einem Gewichte von 6 kg darstellt. In diesem Falle tragen die Beschleunigungskräfte im oberen Totpunkte 7,45 kg und im unteren 4,46 kg pro Quadratzentimeter Kolbenfläche. Dieses schlechte Verhältnis tritt noch deutlicher hervor, wenn wir uns den Arbeitsvorgang im Motor nach der Figur 12 vorstellen. Hierin ist a—c der Kolbenweg oder Hub, a—b ist die Kompressionskurve und b—d der Arbeitshub, d. h. die durch die Explosion geleistete Arbeit wird durch die Fläche bezeichnet, welche durch die Linien a—b—b_1—d—a begrenzt wird; während durch d der Punkt bezeichnet wird, wo das Auspuffventil sich zu öffnen beginnt, derart, daß d—a—c den Auspuffhub darstellt. Wir sehen hier gleichzeitig, daß der Druck der entweichenden Gase bei d noch zirka 3,5 Atm. beträgt. Damit der scharfe Knall, der sich bei d bemerkbar machen würde, gemildert wird, wendet man bekanntlich den Auspufftopf an. 1—2 ist die normale Beschleunigungskurve bei 3,3 kg Gewicht, während 3—4 die Beschleunigungskurve bei einem Gewicht von 6 kg vorführt. Sehr oft wird nun die normale Tourenzahl von 1000 pro Minute weit überschritten, und so zeigt z. B. die Figur 13 das ungesunde Verhältnis, welches entsteht, wenn die Tourenzahl auf 1500 gebracht wird. In diesem Falle betragen die Beschleunigungskräfte bei 3,3 kg bereits 5,85 und 9,24 kg und bei 6 kg sogar 10,7 und 16,81 kg pro Quadratzentimeter Kolbenfläche, was durch die Kurven

1—2 und 3—4 gekennzeichnet ist. Die Beschleunigungskräfte betragen bei 3,3 kg Gewicht, bei 1500 Touren pro Minute

im oberen Totpunkte 655,29 kg und
im unteren Totpunkte 417,21 kg,



Figur 12.



Figur 13.

während dieselben bei 6 kg Gewicht bereits
im oberen Totpunkte 1191,45 kg und
im unteren Totpunkte 758,55 kg betragen.

Bei solchen Gewichten und Tourenzahlen sind die Pleuelstange und die Schrauben der Pleuelstangenköpfe bereits an der Grenze ihrer Haltbarkeit bezw. zulässigen Belastung angelangt, und eine weitere Steigung der Tourenzahl kann das plötzliche Zerreißen der Pleuelstange usw. zur Folge haben, wodurch der Motor vollständig demoliert werden kann. Durch obige Beispiele dürfte das Wesen der Beschleunigungskräfte genügend gekennzeichnet sein, wodurch das weitere Verständnis für die nachfolgenden Ausführungen erleichtert wird.

Wir haben gesehen, daß bei unserem Motor bei 1000 Touren bereits eine Differenz von 106 kg zwischen den Beschleunigungskräften im oberen und im unteren Totpunkte besteht. Diese Differenz kann man nicht beseitigen, wohl aber kann man das Schwungrad oder besser die Kurbel so weit ausbalancieren, bis die freien Kräfte, welche die Erschütterungen hervorrufen, möglichst klein werden. Hierzu benutzt man die Fliehkräfte.

Die Fliehkraft, auch wohl Zentrifugalkraft genannt, tritt in jedem rotierenden Körper auf und sie hat das Bestreben, die rotierende schwingende Masse von dem Rotationsmittelpunkt in tangentialer Richtung zu entfernen. Ihre Wirkung wird in weitestem Maße bei der Zentrifuge angewandt. Ihr entgegen wirkt nur die Festigkeit des Materials. Bei dieser Gelegenheit weisen wir auf die sogenannten Explosionen von Schwungrädern und Schleifsteinen hin, die nur durch die Fliehkraft hervorgerufen werden. Damit ein Vergleich zwischen Beschleunigungskraft und Fliehkraft möglich ist, mögen nachstehend die fünf Gesetze von der Fliehkraft eingeschaltet werden, diese lauten:

1. Die Fliehkraft ist proportional der Masse (m).
2. Sie ist bei gleicher Umlaufzeit (t) proportional dem Radius (r).
3. Sie ist bei gleichem Radius umgekehrt proportional dem Quadrate der Umlaufzeit.
4. Sie ist bei gleichem Radius umgekehrt proportional dem Quadrate der peripherischen Geschwindigkeit.
5. Sie ist bei gleicher peripherischer Geschwindigkeit umgekehrt proportional dem Radius.

Diese Gesetze muß man sich immer vor Augen halten, wenn man eine Anwendung von der Fliehkraft machen will, wie wir es z. B. zur Verminderung der Beschleunigungskraftwirkung tun wollen.

Solange die Masse gleichmäßig im Schwungrad verteilt ist, kann die Fliehkraft keine Wirkung nach außen hin äußern, sie macht sich aber sofort bemerkbar, wenn eine Masse einseitig im Schwungrad befestigt ist. Eine solche einseitig befestigte Masse ist z. B. die Kurbel

und der Kurbelzapfen (sowie der Kopf der Pleuelstange, soweit er an der Rotation teilnimmt). Dieser Masse gegenüber bringt man im Kurbelradius ein gleiches Gewicht an, wodurch die einseitige Wirkung beseitigt wird.

Handelt es sich darum, die Erschütterungen eines Motors zu beseitigen, dann heißt es gewöhnlich, das Schwungrad ist nicht gegen das Gewicht des Kolbens und der Pleuelstange ausbalanciert, und es wird dann ein Gegengewicht angebracht, welches dem Gewichte der hin- und hergehenden Masse die Wage hält. Dieses Gewicht würde also in unserem Falle 3,3 kg betragen. Schlägt man diesen Weg ein, dann treten die Erschütterungen noch viel stärker auf, statt beseitigt zu sein. Es wird also einfach nach der Faust gearbeitet, statt die Nutzanwendung aus den obigen Gesetzen von der Fliehkraft zu ziehen. Um das Verhältnis der Kräfte klarzulegen, wollen wir dieselben nach der Formel von der Fliehkraft berechnen. Diese wichtige Formel lautet:

$$F = 4{,}024 \cdot \frac{r \cdot m}{t^2}.$$

In unserem Falle ist also: $r = 0{,}065$

$$m = 3{,}3$$
$$t^2 = 0{,}003624,$$

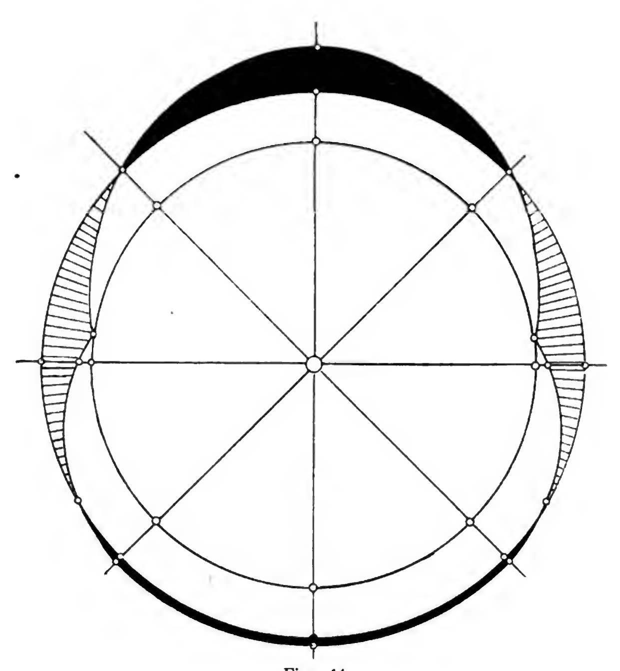
weil die Kurbel bei 1000 Touren pro Minute einmal in 0,062 Sekunde rotiert. Demnach lautet unser Exempel:

$$F = 4{,}024 \cdot \frac{0{,}065 \cdot 3{,}3}{0{,}003624} = 226{,}67 \text{ kg}.$$

Die Beschleunigungskräfte betragen im oberen Totpunkte 291 kg, ihnen gegenüber wirken die Fliehkräfte mit 226 kg, sodaß die ersteren mit 65 kg überwiegen. Im unteren Totpunkte betragen die Beschleunigungskräfte 185 kg, denen wieder 226 kg Fliehkräfte gegenüber stehen, so daß in diesem Falle die Fliehkräfte mit 41 kg überwiegen. Betrachten wir nun die Figur 8, dann sehen wir, daß die Beschleunigungskräfte nahe der Hubmitte gleich null sind, an diesen Stellen würden wir also freie Fliehkräfte erhalten, die mit ihrer vollen Größe, d. s. 226 kg seitlich auf die Lager des Motors und durch das Gehäuse hindurch auf den Rahmen wirken, wodurch starke seitliche Schwingungen entstehen. In der Praxis hilft man sich, indem man außer dem Gewichte, welches zur Aufhebung der Fliehkräfte, die durch die Kurbel und das Auge der Pleuelstange entstehen, angebracht wurde, noch ein Gegengewicht anbringt, welches entweder 0,7781 des Gewichtes der hin und hergehenden Massen oder in anderen Fällen das Gewicht des Kolbens plus $^1/_3$ des Pleuelstangengewichtes beträgt. Im ersteren Falle würde man also ein Gegengewicht anzubringen haben, welches 0,7781 : 3,3 = 2,57 kg wiegt. Die Fliehkraft ist dann in allen Kurbelstellungen so groß, als die Beschleunigungskraft im unteren Totpunkte, beträgt also in unserem

Falle 185 kg. Die Beschleunigungskräfte nach unten werden dadurch ausgeglichen, wogegen wir nach oben noch freie Kräfte von 106 kg behalten.

Bringt man dagegen ein Gegengewicht an, welches das Gewicht des Kolbens plus $^1/_3$ der Pleuelstange besitzt, dann erhalten wir



Figur 14.

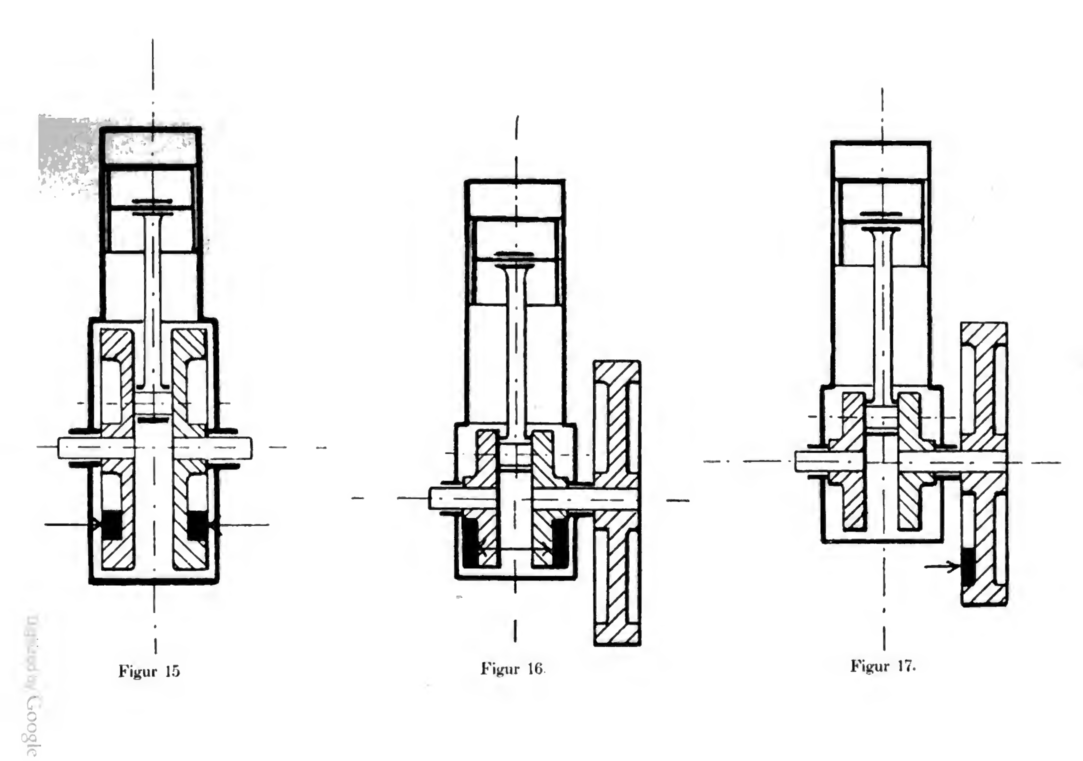
Kolbengewicht	1,5	kg +
$^1/_3$ Pleuelstange	0,6	„
	2,1	kg

Hiernach berechnet sich die Fliehkraft zu

$$F = 4{,}024 \cdot \frac{0{,}065 \cdot 2{,}1}{0{,}003624} = 151 \text{ kg.}$$

Demnach verbleiben als freie Kräfte nach oben 291—151 = 140 kg und nach unten 185—151 = 34 kg, ihre Differenz beträgt aber immer noch 106 kg. Benutzen wir daher das Diagramm der freien Kräfte nach Figur 8 und zeichnen wir die errechneten Fliehkräfte ein, dann erhalten wir die Figur 14. In dieser Figur ist der mittlere Kreis der Kurbelweg. Um diesen sind die, nach allen Richtungen gleichen Fliehkräfte eingezeichnet. Rechts und links sind die freien Fliehkräfte in der Richtung ihrer Wirkung gestrichelt, während die übrigbleibenden freien Beschleunigungskräfte geschwärzt sind. Durch diese Zeichenmanier tritt das Verhältnis zwischen Fliehkraft und Beschleunigungskraft leicht verständlich vor Augen. Würden wir den zweiten Kreis um soviel vergrößern, bis das geschwärzte untere Stück der Beschleunigungskräfte innerhalb desselben fällt, dann würden wir das Verhältnis erhalten, welches eintritt, wenn das Gegengewicht 2,57 kg betragen würde, wie vorher berechnet. Man sieht aus diesem Beispiel recht deutlich, daß es unmöglich ist, bei einem einzylindrigen Motor die freien Kräfte zu beseitigen. Wie ungesund aber die Verhältnisse werden, wenn man als Gegengewicht ebenfalls 3,3 kg in den Kurbelkreis legt, erkennt man aus der Tatsache, daß in diesem Falle die Fliehkraft sich sowohl nach unten als auch nach den beiden Seiten hin sehr heftig bemerkbar machen würde, wobei man sich nur den äußeren Kreis entsprechend vergrößert zu denken hat.

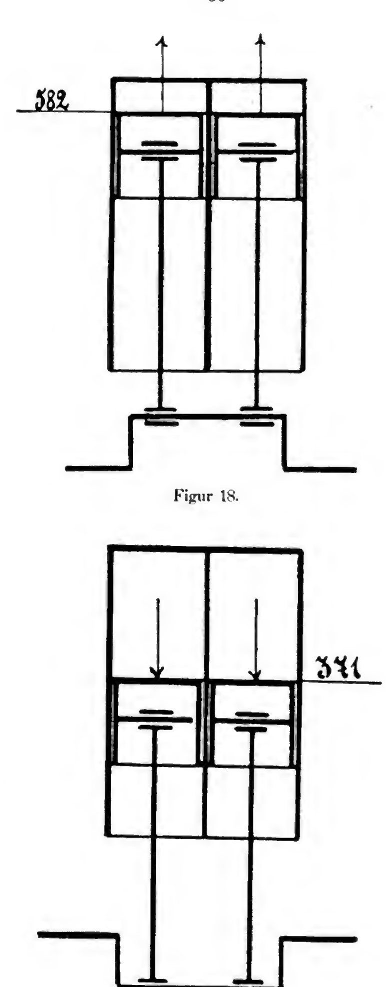
Sehen wir nun einmal den einzylindrigen Motor nach der Bauart Figur 3 in Figur 15 an, dann sehen wir, daß die freien Beschleunigungskräfte durch die Mitte des Motors gehen, während ihnen entgegen in derselben Richtung die Fliehkräfte der Gegengewichte wirken, so kommen wir zu dem Schlusse, daß ein solcher Motor nur in der geraden Richtung auf und ab schwingen kann. Diese Kräfte können den verhältnismäßig leichten Motor mit seinem Überbau, der Haube, den Kühler und den verhältnismäßig leichten Wagenkasten schon in bedeutende Schwingungen versetzen. Diese Schwingungen nehmen, wenn der Wagen stillsteht und der Motor nicht schnell läuft, eine recht sichtbare Größe an, sie machen sich aber beim fahrenden Wagen weniger bemerkbar, weil mit der schnelleren Tourenzahl die Zeit immer geringer wird, welche zur Sichtbarmachung der Schwingungen nötig ist. Anscheinend verschwinden die Erschütterungen, dieses kommt aber nur daher, weil der Wagen selbst durch die Erhöhungen der Fahrbahn beschleunigt wird, wozu noch die Beschleunigung kommt, die der Wagen durch die Kraft des Motors in horizontaler Richtung erfährt. Die senkrechten Schwingungen mit der Kraft von 106 kg und die wagerechten von 151 kg bleiben immer bei der angenommenen Tourenzahl von 1000 pro Minute bestehen. Dasselbe ist der Fall, wenn das Gegengewicht an den Kurbeln, wie in Figur 16 befestigt ist. Wenn man dagegen das Gegengewicht in dem seitlich angeordneten Schwungrade, Figur 17, befestigt, dann



Figur 15

Figur 16.

Figur 17.

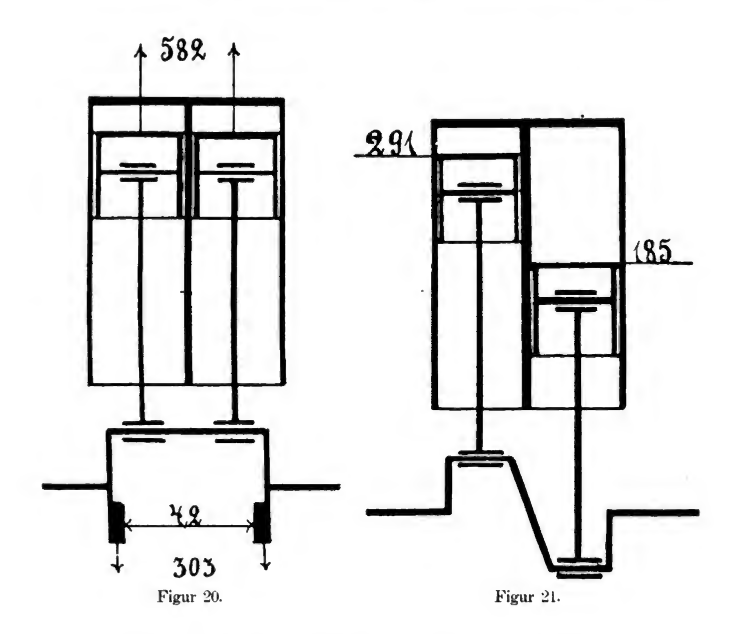


Figur 18.

Figur 19.

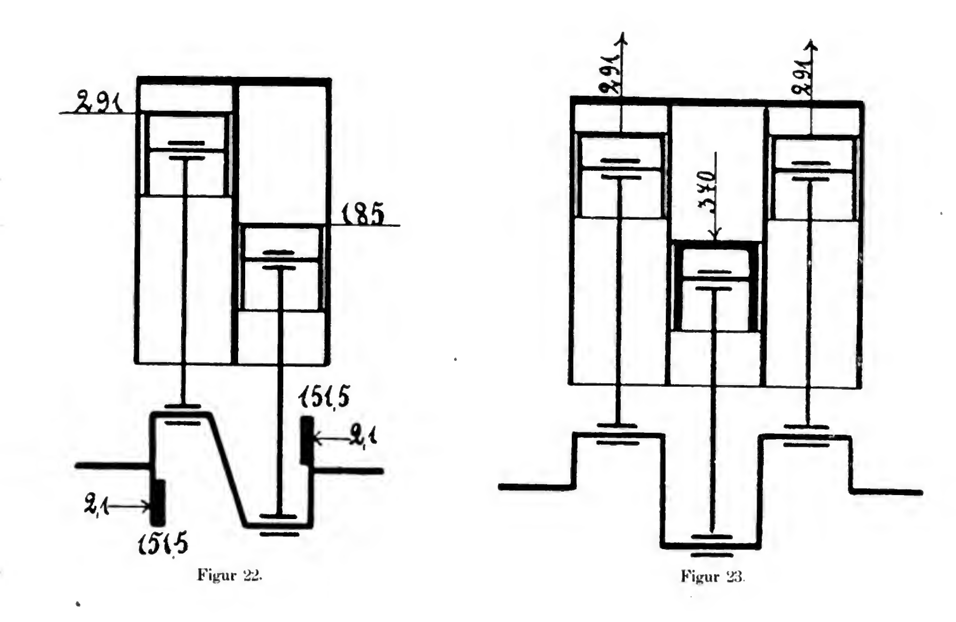
kommt noch als freies Kippmoment die Kraft hinzu, welche aus dem Abstand der beiden Kräfte, der Beschleunigungskraft und der Fliehkraft im Schwungrade, entsteht.

Die in der Zylindermitte wirkenden Kräfte von 106 kg haben das Bestreben, den Motor nach der Schwungradseite hin zu kippen. Die Kräfte, welche durch die freien Momente hervorgerufen werden, sind recht deutlich an dem heftigen Zittern der Steuersäule zu erkennen.



Figur 20. Figur 21.

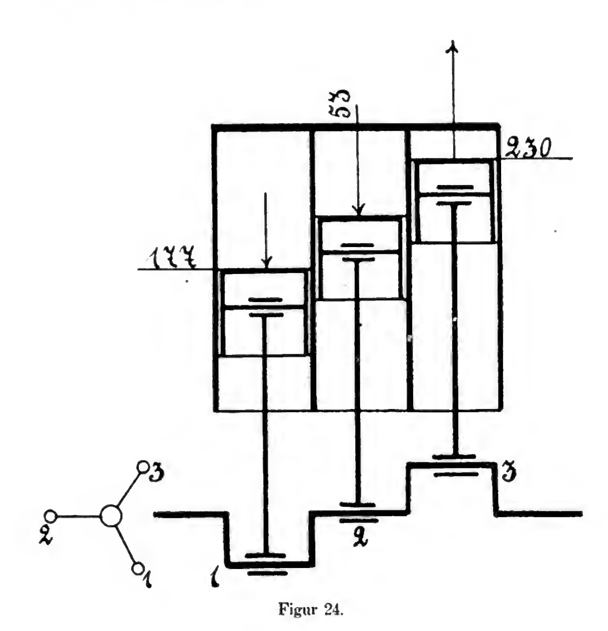
Betrachten wir im Gegensatz zu dem einzylindrigen Motor die mehrzylindrigen, so findet man zunächst Motoren mit zwei gleichgerichteten Kurbeln, Fig. 18. Solche wurden früher noch viel gebaut. Dort, wo keinerlei Ausgleich durch Fliehkräfte angestrebt wurde, erreichen die freien Beschleunigungskräfte die doppelte Größe als bei einem einzylindrigen Motor, sie betragen demnach im oberen Totpunkte 582 kg, während sie im unteren 370 kg betragen, Figur 19. Ihre Differenz ist also 212 kg.



Figur 22.

Figur 23.

Die Bauart mit gleichgerichteten Kurbeln hat ein sehr günstiges Drehmoment zur Folge, weil sich hier die Explosionen von Tour zu Tour folgen, und man bringt daher häufig an den Kurbeln Gegengewichte an, Figur 20. Sind diese Gegengewichte nach obiger Berechnung abgewogen, dann bleiben als freie Kräfte nach oben 279 kg und nach unten 67 kg übrig.

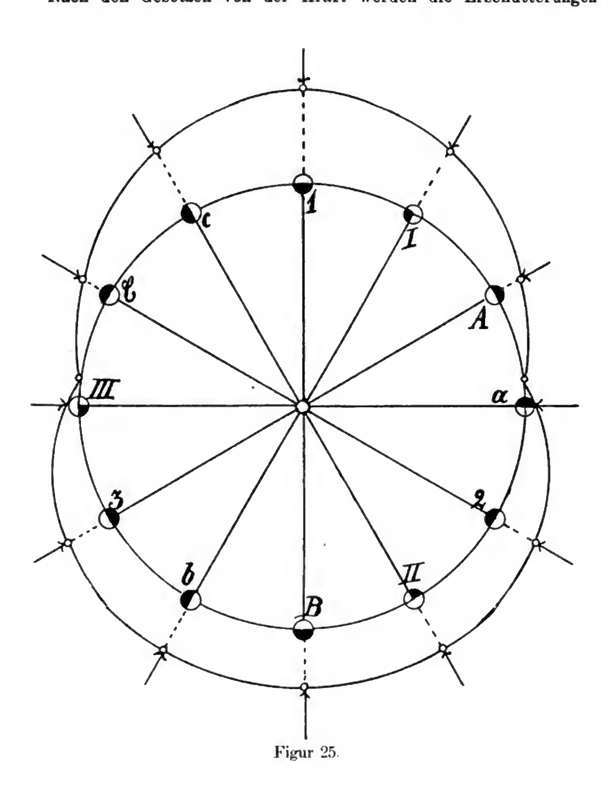


Figur 24.

Neuere Motoren sind mit 180 Grad versetzten Kurbeln, Figur 21, versehen. Hierdurch wird das Drehmoment ungleichmäßig, weil eine volle Umdrehung der Motorenwelle ohne Kraftimpuls erfolgt. Die freien Kräfte betragen wieder 291 und 185 kg, ihre Differenz von 106 kg macht sich aber gleichzeitig wieder als Kippmoment bemerkbar, dessen Hebelarm gleich der Mittenentfernung beider Zylinder ist. Heftige Schwingungen z. B. der Steuersäule sind die Begleiterscheinungen. Dieses Zittern der Steuersäule macht sich so stark bemerkbar, daß der Arm bald erlahmt, wenn man das Handrad längere Zeit festhält

und der Wagen steht. Auch hier macht man wieder zur Verminderung der Erschütterungen und des Kippmomentes von der Fliehkraft Gebrauch, indem man die Kurbeln mit Gegengewichten versieht, Figur 22.

Nach den Gesetzen von der Kraft werden die Erschütterungen



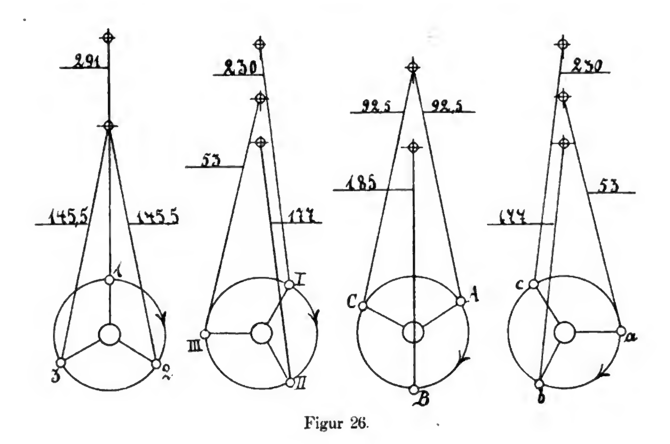
Figur 25.

auf den Wagenkasten übertragen, und je nach dem Gewicht des Kastens ist ihre sichtbare Größe verschieden.

Um das gute Drehmoment des Zweizylinders mit gleichgerichteten Kurbeln auszunützen, wurde der „Kompensationsmotor" konstruiert. Hier sind rechts und links die beiden Arbeitszylinder angeordnet,

zwischen denen sich ein dritter Zylinder befindet, der nur als Führung für einen Kolben von gleichem Gewichte als das der beiden Arbeitskolben dient. Die mittlere Kurbel ist gegen die beiden anderen um 180° versetzt, Figur 23. Hier betragen die Beschleunigungskräfte wieder 582 kg im oberen und 370 kg im unteren Totpunkte, ihre Differenz beträgt also immer noch 212 kg, die sich nicht beseitigen läßt; ein Kippmoment ist dagegen nicht mehr vorhanden, mithin ist bis auf den Fortfall der seitlichen Kräfte in der Wirkung keine Verbesserung gegenüber der Bauart nach Figur 20 erreicht.

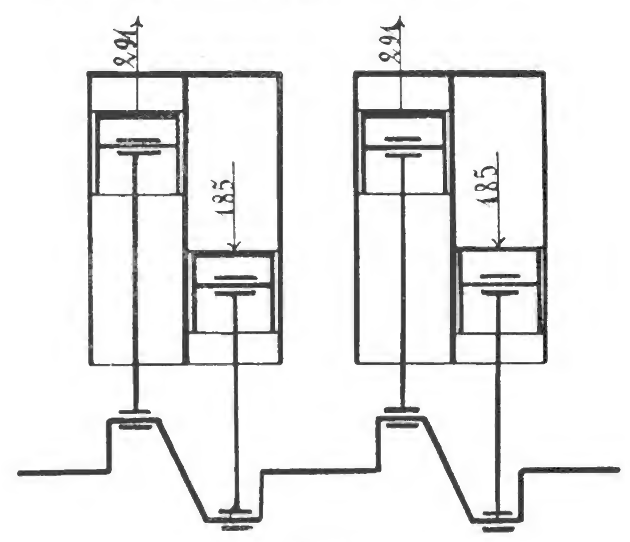
Von dem „Kompensmotor“ bis zum Dreizylinder ist nur ein kurzer Schritt. Bei diesen wird ein vollkommener Ausgleich der Kräfte er-



Figur 26.

reicht. Bei dem Dreizylindermotor, Figur 24, sind die Kurbeln um 120° gegeneinander versetzt. Zum Beweise des vollständigen Ausgleichs der Kräfte möge wieder das Kräftediagramm, Figur 8, dienen. Wir sehen dasselbe in der Figur 25 nochmals, auf den Dreizylinder bezogen, vorgeführt. Zu beweisen ist, daß die Beschleunigungskräfte in der oberen Hubhälfte gleich den Verzögerungskräften in der unteren Hubhälfte sind. Zu diesem Zwecke ist der Kurbelkreis mit 12 einzelnen kleinen Kreisen, die die Kurbeln vorstellen sollen, versehen. Die Kurbel 1 steht auf 0, Kurbel 2 auf 120 und Kurbel 3 auf 240°. Weitergehend steht die Kurbel I auf 30, Kurbel II auf 150 und Kurbel III auf 270°. Nun folgt die Stellung A auf 60, B auf 180 und C auf 300°, während

nach einer viertel Wellenumdrehung die Kurbel a auf 90, Kurbel b auf 210 und Kurbel c auf 330° steht. Die einzelnen Kurbelwinkel sind über die Kurbelstellungen hinaus durch punktierte Linien verlängert bis zur Kurve der Beschleunigungskräfte, derart, daß die Größe dieser Kräfte durch einen kleinen Pfeil begrenzt wird. Sind die Beschleunigungskräfte gegeneinander ausgeglichen, dann muß



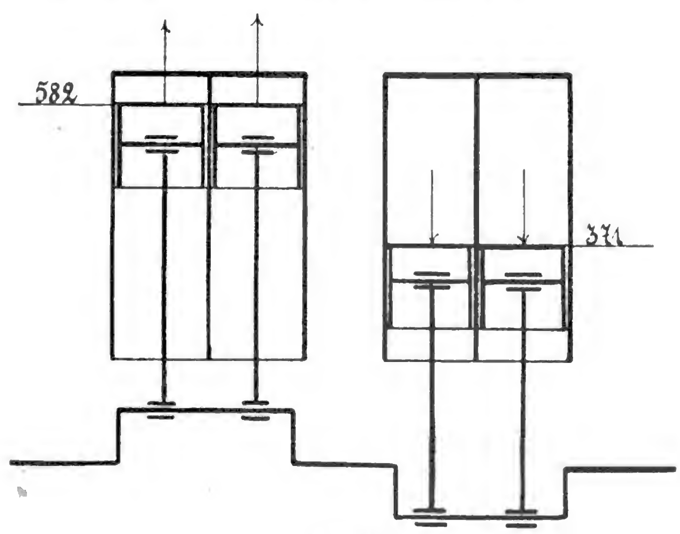
Figur 27.

die	Strecke	über	1	gleich	den	Strecken	über	2	plus	3	sein
"	"	"	I	"	"	"	"	II	"	III	"
"	"	"	B	"	"	"	"	A	"	C	"
"	"	"	c	"	"	"	"	a	"	b	"

Vergleicht man diese Verhältnisse miteinander, dann findet man, daß Zeichnung und Berechnung miteinander übereinstimmen. Über die Größe der jeweiligen Kräfte in den verschiedenen Kolbenstellungen gibt die Figur 26 Aufklärung, man erkennt aber auch gleichzeitig, daß die freien Momente infolge der Mittenabstände und der Differenz der einzelnen Kräfte zueinander sehr groß werden.

Trotz der guten Eigenschaften des dreizylindrigen Motors stellen sich seiner Einführung bedeutende Schwierigkeiten in den Weg, denn

die Bearbeitung der Kurbelwelle z. B. ist bedeutend schwieriger, als bei einem vierzylindrigen Motor, sodaß er kaum erheblich billiger als ein solcher sein würde. Ferner spricht aber auch die Mode ein Wort mit, und so kommt es denn, daß in Frankreich noch viele solcher Motoren in den Fabriken lagern, die zum Teil in Verkehrsautomobile eingebaut und unter Herstellungskosten abgegeben werden.



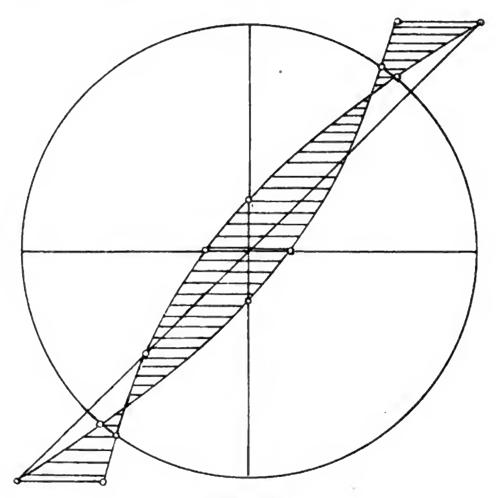
Figur 28

Unter den vierzylindrigen Motoren findet man drei verschiedene Bauarten. Eine veraltete sehen wir in der Figur 27, wo die erste und die dritte, sowie die zweite und die vierte Kurbel gleichgerichtet sind. Die Beschleunigungskräfte haben hier eine Größe von 582 kg im oberen und 370 kg im unteren Totpunkte, ferner ist noch ein Kippmoment vorhanden, welches den Motor auch einmal nach hinten und das andere Mal nach vorn überzukippen versucht. Eine andere Bauart ist die nach Figur 28, welche durch das Aneinandersetzen von zwei Zweizylindern nach der Bauart Figur 18 gebildet wird. Die wechselnden freien Kräfte von 582 bezw. 370 kg rufen wieder doppelt so große Erschütterungen hervor, als beim Zweizylinder, Figur 18, und demzufolge ist auch das Kippmoment wieder doppelt so groß. Die Diffe-

renz der Kräfte läßt sich zeichnerisch durch das Diagramm, Figur 29, darstellen. Hier sind zwei Beschleunigungskurven von Motoren mit gegeneinander versetzten Kurbeln dargestellt.

Die heutigen Vierzylinder sind mit Kurbeln versehen, von denen die erste und die vierte und die zweite und dritte gleichgerichtet sind, Figur 30. Diese Bauart ruft die wenigsten Erschütterungen hervor, wenn auch die Differenz der freien Kräfte immer noch 212 kg beträgt, freie Momente sind nicht vorhanden.

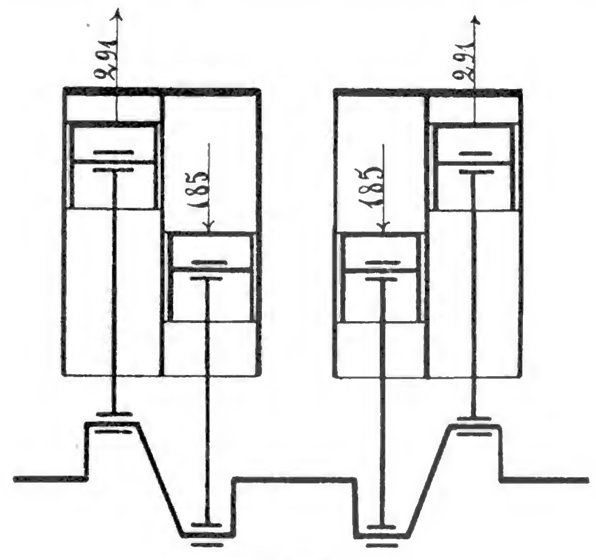
Wir haben gesehen, daß sich die freien Kräfte, ausgenommen bei



Figur 29.

dem dreizylindrigen Motor, nicht beseitigen lassen. Man wird nun fragen, woher kommt es, daß man die Erschütterungen bei den verschiedenen Motoren verschieden stark bemerkt. Zunächst hat natürlich das Gewicht der auf- und abgehenden Masse, welches bei allen Motoren verschieden ist, den größten Einfluß. Dann kommt das Gewicht des Wagenoberbaues, je größer dasselbe ist, um so geringer wird die Bewegung desselben, denn es soll erst durch die freien Kräfte gehoben werden. Ferner kommt es oft vor, daß die in Bewegung versetzten Massen nicht gleiche Gewichte haben, so kann z. B. ein Kolben nachträglich ersetzt worden sein usw.

Handelt es sich darum, die Erschütterungen eines Wagens zu vermindern, dann muß man vor allen Dingen wissen, wie die Kurbelwelle konstruiert ist und ob alle Pleuelstangen und Kolben gleich schwer sind. Wir haben den Einfluß der verschiedenen Kurbelkonstruktionen, die im Gebrauch sind, kennen gelernt und müssen eventuell eine andere Kurbelwelle einsetzen, worauf dann ein Umstellen der Steuerung erfolgen muß. Mitunter kann man schon genügende Besserung erreichen, wenn man das Schwungrad besser auswuchtet. Es befinden



Figur 30.

sich Motoren im Betriebe, die Erstlingsfabrikate erster Fabriken sind und demnach Mängel aufweisen, die heute nicht mehr vorkommen können oder dürfen. Man ist einerseits durch langwierige Versuche und andererseits durch Berechnung heute an das Ziel gelangt, und eine Verbesserung des Motors, in mechanischer Beziehung, ist kaum möglich.

Wenn man daher die Arbeiten, welche zur Verminderung der Erschütterungen bei alten Motoren dienen sollen, zielbewußt vornimmt, dann wird man einem Motor noch manche Unart abgewöhnen können, die ihm heute noch anhaftet.

Will man die Erschütterungen so gering wie nur möglich gestalten, dann muß man zwei dreizylindrige Motoren zu einem sechszylindrigen verbinden, wobei man die einzelnen Kurbeln ebenfalls gegeneinander um 120 Grad versetzt, ihre Kröpfungen aber so anordnet, daß die 1. und die 6., die 2. und die 5., sowie die 3. und die 4. Kurbel in einer Ebene liegen. Dadurch können ebenso, wie bei der Vierzylinder-Motor-Bauart freie Momente nicht mehr ausgelöst werden und die Erschütterungen, die ein solcher Motor noch aufweist, werden nur noch durch die Reaktionskräfte, die das Bestreben haben, den Motor in entgegengesetzter Richtung rotieren zu lassen wie die Kurbelwelle, ausgelöst.

Der sechszylindrige Motor läuft fast ebenso gleichmäßig wie ein Elektromotor. Gewöhnlich erfolgen die Zündungen in der Reihenfolge 1, 2, 3, 6, 5, 4. Man kann jedoch die Zündungen auch in anderer Reihenfolge erfolgen lassen, doch ist es immer ratsamer, die einzelnen Kraftimpulse von Kurbel zu Kurbel folgen zu lassen, um die Welle gleichmäßiger zu beanspruchen.

Will man einen Motor bauen, der noch ruhiger laufen soll, als ein sechszylindriger, dann kann man dieses nur erreichen, wenn die Anzahl der Zylinder durch sechs teilbar ist. Achtzylindrige Motoren lösen bedeutend stärkere Erschütterungen aus als sechszylindrige und wenn ihre Kurbeln in einer Ebene liegen, also wenn dieselben eine Verdopplung der Vierzylinderkurbelwellen darstellen, dann erreichen die freien Kräfte die doppelte Größe als bei einem Vierzylinder mit denselben Kolben- und Pleuelstangen-Dimensionen.

Allgemeines über die Zylinderkühlung.

Selbst bei den besten Automobilmotoren wird nur etwa 1/5 der in dem Brennstoff enthaltenen Wärme in nutzbare Arbeit umgesetzt, während der Rest teils in das Kühlwasser abgeführt wird und teils in den Auspufftopf entweicht. Durch die Zylinderwandungen gehen ungefähr 2/5 der erzeugten Wärmeeinheiten und man ist daher gezwungen, um eine Überhitzung des Zylinders zu vermeiden, seine Wandungen zu kühlen. Dieses geschieht bekanntlich entweder durch Luft, indem man den Zylindermantel mit einer großen Oberfläche versieht, die meistens aus angegossenen oder aufgesteckten Rippen und Vorsprüngen besteht, gegen welche die Luft geblasen wird, oder durch die Wasserkühlung, wobei das Kühlwasser durch die energisch wirkende Pumpe in Bewegung versetzt wird. Man hat jedoch auch sehr oft die Einrichtung, wo die Kühlung durch selbsttätige Wasserzirkulation stattfindet. Der Zylindermantel und der Kühlwasserbehälter bilden alsdann kommunizierende Gefäße mit weiten Verbindungsröhren. Diese Kühlung bezeichnet man mit Thermo-Syphonkühlung.

Das erwärmte Wasser wandert in den Kühler und kommt hier mit großen Kühlflächen in Berührung, die dem schärfsten Luftzug ausgesetzt sind. In jedem Falle ist also die Luft das Mittel, welches die Wärme abführen muß.

Bei luftgekühlten Motoren ist es nicht ratsam, über einen Zylinderdurchmesser von etwa 75 bis 80 mm zu gehen und diese Maße lassen sich auch dann nur durchführen, wenn man für eine ganz energische Luftzirkulation Sorge trägt.

Diese Luftzirkulation wird bei solchen Motoren, die stark beansprucht werden, meistens durch Ventilatoren bewirkt, die die Luft entweder gegen die Zylinder und namentlich gegen die Ventilkammern blasen oder von den heißen Zylinderstellen absaugen. *Luftgekühlte Motoren arbeiten nur dann zuverlässig, wenn ihre Kompression nicht höher als auf 3 Atm. getrieben wird.*

Der luftgekühlte Motor wird namentlich in Amerika viel angewendet, was wohl jedenfalls damit zusammenhängt, daß die Amerikaner bei allen ihren Maschinen sehr wenig auf die lange Lebensdauer achten. Ferner darf nicht vergessen werden, daß dort der Brennstoff, und hier kommt doch fast immer nur Benzin in Frage, bedeutend billiger ist als bei uns.

Am heißesten werden natürlich diejenigen Teile des Motorenzylinders, die in der Nähe des Auspuffventils liegen, weil bei jedesmaliger Öffnung desselben eine scharfe Stichflamme durch den engen Spalt zwischen Ventilkopf und Ventilsitz schlägt.

Naturgemäß ist die Erhitzung des Zylinders abhängig von der Zylinderfüllung und von der Belastung, und da diese beiden Faktoren im engsten Zusammenhang miteinander stehen, so folgt daraus, daß man mit luftgekühlten Motoren immer am besten fährt, wenn das Gas gedrosselt ist.

Unbestritten hat der luftgekühlte Motor, was seine Einfachheit betrifft, ganz bedeutende Vorteile gegenüber dem wassergekühlten, da die Wasserkühlung mit ihren komplizierten Zugaben viele Fehlerquellen in sich birgt, die sehr oft Veranlassung zu Schäden geben, durch welche der Motor außer Betrieb gesetzt werden kann. Je einfacher man daher den motorischen Teil ausbildet, desto zuverlässiger wird das Automobil sein. Diese Tatsache hat sehr viel dazu beigetragen, dem luftgekühlten Motor Freunde zu erwerben, doch muß eindringlichst dovor gewarnt werden, mit dem Zylinderdurchmesser über eine Größe von ca. 75 bis 80 mm zu gehen. Man wird daher bei luftgekühlten Motoren viel früher eine Teilung der Motorenkraft vornehmen, d. h. zum mehrzylindrigen Motor übergehen müssen, als bei wassergekühlten. Die dadurch entstehende Komplikation macht daher die Einwände, die man gegen den wassergekühlten Motor erhebt, zum Teil wieder hinfällig.

Hierzu sei bemerkt, daß die Kühlfläche der inneren Zylinderwand dem Kolbendurchmesser proportional ist, während die erzeugte Wärme mit dem Quadrate des Durchmessers dividiert durch 4 wächst, gemäß der Tatsache, daß der Umfang eines Zylinders gleich $\pi \cdot d$ ist, während die Kolbenfläche nach

$$\pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

berechnet wird.

Ebenso wie bei den luftgekühlten Motoren sind auch bei den wassergekühlten die Zylinderdimensionen begrenzt, weil es unmöglich ist, die Oberfläche des Kolbens zu kühlen. Wenn man trotzdem sehr oft wassergekühlte Zylinder von über 150 mm anwendet, so geschieht dieses meistens nur für Rennmotoren, bei denen man nur auf Augenblickserfolge rechnet.

Sehr viele Konstrukteure gehen daher bei starken Motoren auf vielzylindrige Motoren von 6, 8 und noch mehr Zylindern über.

Große Beachtung muß man auch der guten Kühlung des Auspuffventilsitzes schenken, und man wird daher bei luftgekühlten Motoren das Auspuffventil so weit vom Zylinder abrücken, daß die Luft bequem zwischen Zylinderwand und Ventilwand hindurchstreichen kann. Ebenso wird man bei wassergekühlten Motoren verfahren, indem man an dieser Stelle einen Kern einlegt, der mindestens 8 mm stark ist, damit das Wasser gut zirkulieren kann.

Es empfiehlt sich, bei wassergekühlten Zylindern den Wassermantel bis an die Stelle zu setzen, wo der Kolbenboden seinen tiefsten Stand erreicht hat. Der Wassermantel darf keine Sackgasse enthalten, in denen das Wasser Gelegenheit hat, zur Ruhe zu kommen, wodurch sich Dampf bildet, der die Wasserzirkulation unter Umständen vollständig verhindern kann oder wenigstens soweit einschränkt, daß das Wasser fortwährend am Zylindermantel siedet. Derartig falsch konstruierte Motorenzylinder geben Heißläufer, also minderwertige Motoren.

Das Kühlwasser soll unten an der tiefsten Stelle in den Zylindermantel treten und sich ohne besondere Widerstände zu finden in aufsteigender Linie bewegen können, damit es alle heißen Stellen gleichmäßig umspülen kann.

Die Wassermäntel sollen nicht zu weit sein, weil dadurch die schnelle Zirkulation um die Zylinderwand beeinträchtigt wird. Gewöhnlich macht man den Kühlmantel 10 bis 15 mm weit. Unter 8 mm Kernstärke darf man nicht gehen, weil die meisten Zylindergießereien das Einformen schwächerer Kerne ablehnen und nicht übernehmen.

Um eine übermäßige Erhitzung der Ventilführung zu vermeiden, muß man bei größeren Motoren den Wassermantel um die Führung legen, aber auch bei kleinen Motoren bestrebt sein, das Wasser möglichst nahe an die Führung zu bringen.

Oben am Zylinderkopf wird der Kühlmantel erweitert, um eine Beruhigung des Wassers vor dem Abfließen in den Kühler herbeizuführen. Bei paarweise zusammengegossenen Zylindern empfiehlt es sich, den Wassermantel vollständig um die Zylinder zu legen und genügt dabei eine Kernstärke von 8 mm zwischen beiden Zylindern.

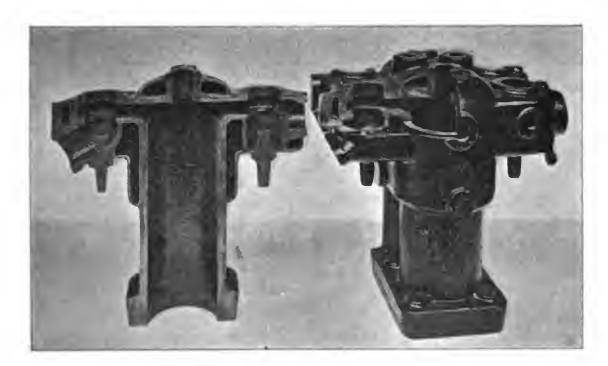
Der Zylinder.

Der Zylinder bildet das schwierigste Gußstück und es muß daher schon bei der Konstruktion darauf Rücksicht genommen werden, daß die Teilung des Modelles in der richtigen Weise geschieht. Die Modelle wurden noch 1904 in den meisten Fällen von oben nach unten in zwei Hälften geteilt, während man jetzt allgemein dazu übergegangen ist, die Teilung in 3 oder 4 und noch mehr Stücke, in wagerechter Richtung vorzunehmen. Wie alle Hohlkörper in Rohrform, wird auch der Zylinder stehend gegossen. Man hat daher dafür zu sorgen, daß Kernstützen in genügender Zahl und an den richtigen Stellen angebracht werden und daß ferner diese Stützen, ebenso wie Ventilkammern, Auspuff- und Zündkanäle immer in die entsprechenden Modellteilungen fallen. Dasselbe gilt von Anschlußstutzen usw., welche außen auf der Zylinderwand oder dem Wassermantel vorstehen. Die Kernmarken und sonstige vorspringenden Teile werden von der Modellfabrik schon richtig angeordnet, wenn man die Modelle, was immer vorzuziehen ist, in einer Modellfabrik machen läßt, welche mit der Anfertigung von Automobilmodellen vertraut ist. Zu beachten ist noch der Umstand, daß Wandungen, welche senkrecht stehen, bis 4 mm schwach sein können, während damit in Zusammenhang stehende, die wagerecht liegen, nicht unter 6 mm schwach sein dürfen.

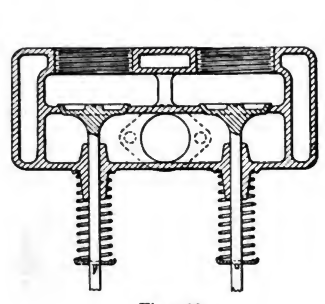
So z. B. weisen die Gießereien Modelle zurück, welche eine gleichmäßige Wandstärke von 4 mm für den Kühlmantel besitzen. Der Kühlmantel muß also unten, wo er sich an die Zylinderwand legt und oben, wo er sich über den Zylinderdeckel wölbt, 6 mm stark sein. Ausnahmen bilden natürlich die Motorenzylinder mit Kühlrippen, diese laufen sehr fein aus und sind an den Spitzen nur 1,5 bis 2 mm stark. Aber auch hier sollte man, um guten Guß zu bekommen, nicht unter 2 mm gehen.

Wandstärke der Zylinder an der Bohrung ca. 1/20 der Bohrung, bei Motoren mit Wasserkühlung mindestens 6 bis 7 mm, verstärkt sich jedoch nach dem Explosionsraume zu um 1 bis 1,5 mm, sanft konisch verlaufend. Zugabe für das Ausbohren etwa 1/20 der Bohrung.

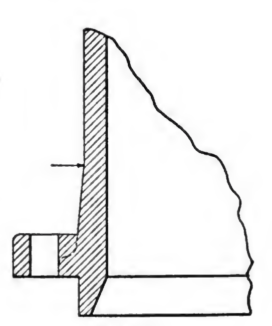
Auf die gute Kühlung ist vor allen Dingen Wert zu legen, und man achte darauf, daß der Zylinder an allen Stellen vollständig vom Wasser berührt wird. Ebenso hat man auf die gute Kühlung der Ventilsitze und Führung zu achten und muß Sackgassen, wo sich das Wasser stauen kann, vorsichtig vermeiden. Das Wasser soll sich an steigenden Flächen entlang bewegen und sind horizontale Wege möglichst zu umgehen. Achtet man nicht darauf, dann kommt ein Motor zur Welt, welcher einen der größten Fehler besitzt, der sich nie wieder beseitigen läßt, denn es wird ein Heißläufer, wie solche leider noch sehr oft auf den Markt kommen und dem Automobilismus mehr Feinde verschaffen, als jeder andere Umstand.



Figur 31.
Schnitte durch einen Doppelzylinder eines Stoewer-Motors.



Figur 32.
Falsche Konstruktion der Ventilsitze.



Figur 33.
Verstärkung der Zylinderwand am Flansch bei Bohrungen über 120 mm.

Ferner vermeide man Kerne, welche weniger als 8 mm stark sind und scharfe Kanten in den Kanälen.

Bezüglich der Ventilanordnung ist zu beachten, daß diese so dicht wie möglich an den Zylinder gerückt werden, damit die Gasmasse hauptsächlich über dem Kolben gelagert ist. Man unterscheidet hier sehr viele verschiedene Bauarten. Am meisten gebräuchlich ist die T-Form, d. h. die Saugventile liegen an der einen und die Auspuffventile liegen an der anderen Seite des Zylinders. Ferner legt man beide Ventile nebeneinander. Nachteile beider Konstruktionen sind die großen Ventilkammern, welche sehr viel Gas enthalten. Hierzu sei bemerkt, daß man immer darauf Rücksicht nehmen muß, daß der Explosionsmotor ein Wärmemotor ist. Je größer die Kühlflächen sind, welche die Explosionskammer umgeben, desto schneller erfolgt die Abkühlung der Gase, und eine Folge davon ist ein großer Verlust an Energie. Bei Schnelläufern spielt dieser Umstand weniger eine Rolle, als bei Langsamläufern, denn die Wärmeentziehung ist ebenfalls eine Arbeit, die als solche Zeit erfordert. Die beste Anordnung wäre daher, die Ventile auf den Zylinderboden zu legen, leider wird aber dadurch die ausreichende Kühlung derselben und des Zylinderbodens bei größeren Motoren zu sehr beeinflußt.

Legt man beide Ventile nebeneinander, dann hat man den Vorteil, die Steuerung durch eine Steuerwelle vornehmen zu können, erhält aber als großen Nachteil neben den kalten Gaszuführungsröhren die glühenden Auspuffröhren, sodaß man sehr schlecht am Motor hantieren kann.

Bei seitlich angeordneten Ventilen soll die Ventilkammer einen Durchmesser von Ventilkopf plus ca. 20 mm besitzen, damit die Gase nicht am freien Durchtritt gehemmt werden und der Kanal zum Zylinder soll möglichst groß sein. Das Gegenteil ist wieder bei den T-Zylindern der Fall, wo die Ventile rechts und links liegen. Hier braucht man wieder zwei Steuerwellen, hat dafür aber die heißen Röhren auf einer Seite und verbrennt sich nicht, wenn man etwas an der Saugleitung zu reparieren oder nachzusehen hat.

Die dritte Anordnung ist jedenfalls die bessere und hat eine vorzügliche Kühlung des Auspuffventils durch die frischen Gase zur Folge. Bei dieser befinden sich die Saugventile über den Auspuffventilen. Eine Abart davon ist die Anordnung der Saugventile direkt über dem Kolben, doch ist diese nur für kleinere Motoren mit Vorteil zu verwenden. Hierzu sei erwähnt, daß der Konstrukteur sehr oft gezwungen ist, auf die sonstige bauliche Anordnung Rücksicht zu nehmen, wodurch ebenfalls Abweichungen entstehen.

Es ist durchaus nicht zu viel behauptet, wenn man sagt, daß die Güte eines Motors abhängig ist von der Konstruktion des Zylinders

und der Ventile, denn die mechanische Ausführung eines Motors ist der jeder guten Werkzeugmaschine oder Dampfmaschine gleichartig, und namentlich kommen Erfahrungen, welche bei dem Bau von Dampfmaschinen gesammelt worden sind, beim Motorenbau zur Anwendung.

Man mache die Ventile groß im Durchmesser und wenn dieselben gleich sind, also neben dem Zylinder liegen, mache man sie gegeneinander auswechselbar. Zu berücksichtigen ist ferner, daß der freie Querschnitt der Auspuffventile und der dazu gehörenden Rohrleitungen 2 bis 3 mal so groß sein muß, als der der Saugventile. Den größeren Durchgangsquerschnitt des Auspuffventils erreicht man bei gleichgroßen Ventilen durch eine größere Hubhöhe.

Der Durchmesser des Ventilsitzes am Zylinder soll 0,4 Zylinderbohrung betragen. Hubhöhe für das Saugventil 3 bis 4 mm, wenn Kolbenhub nicht über 1,3 mal Durchmesser, sonst bis 5 mm.

Von den früher vielfach benutzten Tellerventilen ist man heute fast ganz abgekommen, und diese werden nur noch von einigen Konstrukteuren angewandt, während die Mehrzahl Kegelventile vorzieht.

Die Sitzflächen liegen in einem Winkel von 45°, und ihre Breite soll ca. 1/10 des freien Durchganges betragen. Über die Ausführung der Ventile siehe Seite 55.

Von wesentlichem Einflusse auf die Kraftwirkung ist ferner die Anordnung des Zündkanals.

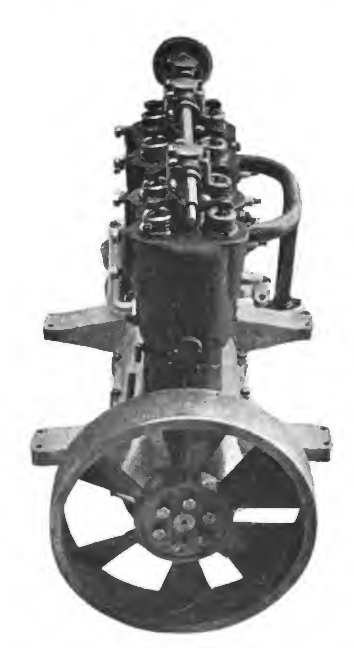
Man lege die Zündstelle an einen Punkt, wo sich der Voraussetzung nach das beste Gasgemisch befinden muß, also entweder in die Nähe des Saugventiles oder auf den Zylinder, jedenfalls aber dicht an den Zylinder und so, daß die Entflammung des Gasgemisches, welches sich im Explosionsraume befindet, nicht auf Umwegen erfolgt. Sind die Ventile seitlich angeordnet, dann ist der Ventildeckel über dem Saugventil der beste Ort.

Die Wasserkühlung soll sich zweckmäßig über die ganze Kolbenlaufbahn erstrecken, weil sonst die Zylinder die Hitze zu sehr auf das Gehäuse leiten.

Größere Zylinder soll man nicht mit fliegender Bohrstange ausbohren, sondern im Zylinderboden eine Öffnung von ca. 0,4 Zylinderbohrung vorsehen, durch welche das schwächere Ende der Bohrstange gesteckt wird, siehe Bearbeitung der Zylinder.

Bei zwei- und dreizylindrigen Motoren soll man die Zylinder so dicht wie möglich aneinander rücken, damit das Kippmoment nicht zu groß wird, siehe Seite 40. Für zwei- und vierzylindrige Motoren werden die Zylinder meistens paarweise angeordnet, es empfiehlt sich aber dabei, die Zylinder getrennt von einander zu halten, damit das Wasser die ganze Zylinderwand berührt. Hierfür genügt ein Abstand von 8 mm zwischen den Zylindern.

Bei der Formgebung des Zylinders nehme man ferner Rücksicht auf vorhandene Werkzeugmaschinen, um das Aufspannen zu erleichtern, namentlich wenn ein Vertikal-Bohrwerk zur Verfügung steht, soll man darauf achten, daß sich oben auf dem Zylinder Flächen befinden,



Figur 34
Moon-Motor mit oben angeordneten Ventilen.

auf welche nach der Vorarbeitung die Zylinder gestellt werden. Durch geschickte Verteilung auch nur kleiner Flächen, wird das Aufspannen auf die Planscheibe sehr erleichtert und man erspart sehr viel Arbeit für das Ausrichten. Zu empfehlen ist ferner die Anordnung von Stützrippen unterhalb des Wassermantels, in der Schwingungsebene der Pleuelstangen. Bei größeren Motoren mit extra langen Pleuelstangen, sowie namentlich bei Motoren für Lastwagen und Boote, die mit ge-

ringeren Touren laufen, empfiehlt es sich, jeden Zylinder mit einem Anschlußstutzen für die Schmierung des Kolbenlaufes zu versehen, die beste Lage für diesen ist dort, wo die Mitte des Kolbenbolzens liegt, wenn der Kolben auf dem unteren Totpunkt steht.

Die Berechnung des Kompressionsverhältnisses.

Bei Motoren mit Luftkühlung gehe man nicht über ein Kompressionsverhältnis von 1 zu 4 hinaus, weil sonst der Zylinder im Betriebe, namentlich beim Befahren von Steigungen, zu heiß wird, weshalb Motoren mit höherer Kompression nur bei ausreichender Kühlung eine gute Mittelleistung ergeben. Eine geringere Kompression, z. B. von 1 zu 3 ist noch vorteilhafter für die Dauerleistung, wobei nur an die ersten kleinen Motoren von Dion-Bouton erinnert zu werden braucht.

Motoren mit Wasserkühlung arbeiten meistens mit einer Kompression von 1 zu 4,4 bis 1 zu 5. Die Berechnung des Kompressionsverhältnisses erfolgt nach einer sehr einfachen Regel. Soll z. B. das Kompressionsverhältnis 1 zu 4 sein, so heißt das, wenn sich der Kolben auf dem unteren Totpunkte befindet, ist der ganze Raum im Zylinder, inkl. Explosionsraum und Ventilkammer, das Zylindervolumen, durch 4 zu dividieren und von diesen 4 Teilen müssen 3 Teile verdrängt sein, wenn der Kolben auf den oberen Totpunkt gestellt wird, usw.

Will man daher das Kompressionsverhältnis feststellen, dann berechnet man das Hubvolumen des Zylinders, indem man die Kolbenfläche mit dem Hub multipliziert, z. B.

Kolbendurchmesser 95 mm
Kolbenfläche laut Tabelle 70,88 qcm
Hub 13 cm
Hubvolumen = 13 . 70,88 = 921,44 cm.

Der Raum, welcher sich über dem Kolben, wenn derselbe seinen höchsten Stand einnimmt, im Zylinder befindet, heißt der Kompressionsraum. Sein Inhalt ist bei einem Kompressionsverhältnis von

1 zu 3 gleich 1/2 Hubvolumen, also 460,72 ccm
1 „ 4 „ 1/3 „ „ 307,14 „
1 „ 5 „ 1/4 „ „ 230,36 „
1 „ 4,4 „ Hubvolumen dividiert durch 3,4 gleich 271 ccm usw.

Da keine Gründe vorhanden sind, welche gegen die seitliche Anordnung der Auspuffventile sprechen, so muß man mit mindestens einer Ventilkammer rechnen, deren Inhalt man aus der Zeichnung feststellen kann, ebenso wie es mit dem übrigen Zylinderraume der Fall ist, indem man sich auch hier der Tabelle bedient und die einzelnen Zahlen mit

der Höhe der Räume multipliziert. Hierzu kommt dann noch der Kubikinhalt des Kanales, der ja ebenfalls sehr einfach festgestellt werden kann.

In neuerer Zeit ist das leichte Benzin nur noch sehr schwer zu erhalten, und es empfiehlt sich nicht, eine zu hohe Kompression anzuwenden, weil bei Verwendung des schweren Benzins der Motor sehr leicht ins Hämmern kommt.

Auch Ventile aus Nickelstahl begünstigen bei zu hoher Kompression im hohen Maße das Auftreten von Kompressionszündungen, weil Nickelstahlventile länger die Wärme halten als Gußstahlventile. Aus diesem Grunde macht sich neuerdings wieder ein wesentlicher Umschwung zu Gunsten der Gußstahlventile bemerkbar. Es wird darauf aufmerksam gemacht, daß der heiße Kopf des Ventils sich am Ende einer Sackgasse befindet, wodurch letztere, also die Ventilkammer, mit dem sie mit dem Zylinder verbindenden Kanal gewissermaßen zum Glührohr wird.

Da geringe Abweichungen zwischen Zeichnung und Guß entstehen können, ist es ratsam, den ersten Zylinder mit Öl zu kalibrieren, indem man den fertigen Kolben in den Zylinder steckt, die Ventile einsetzt und dann das abgemessene Quantum Öl einfüllt, wobei man den Kolben soweit verschiebt, bis das Öl die Hohlräume richtig ausfüllt. Macht sich eine Differenz in der Länge der Pleuelstange bemerkbar, dann kann man diese beseitigen, indem man das Gehäuse etwas mehr angreift. oder den Zylinderflansch nachdreht.

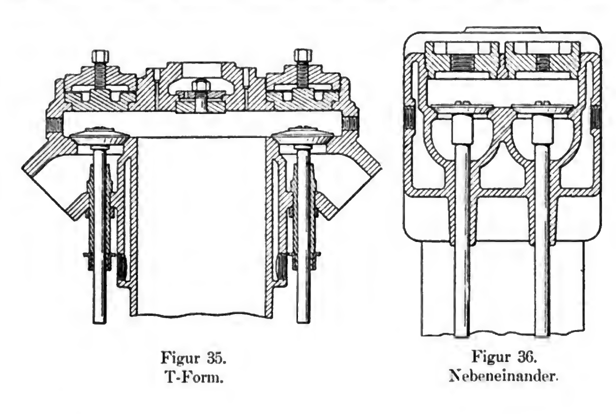
Die Ventilanordnung und ihr Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Motors.

Der Eigenart des Explosionsmotors würde es am besten entsprechen, wenn man die wärmeableitende Oberfläche des Explosionsraumes, also auch die Umgebung der Ventile so klein wie nur irgend möglich machen würde. Man würde dadurch auch gleichzeitig mit einem verhältnismäßig kleinen Kühler auskommen, doch zeigt es sich in der Praxis, daß bei einer rationellen Fabrikation, sowie zwecks Erreichung einer möglichst langen Lebensdauer des Motors, diese ideale Ventilanordnung nicht immer die beste ist.

Wie aus den beigedruckten Figuren 38, 39 u. 42 hervorgeht, würde der Explosionsraum die kleinste Oberfläche besitzen, wenn die Ventile oben im Zylinderkopf nebeneinander angeordnet sind. Für kleine luftgekühlte Motoren kann man diese Bauart noch immer gut anwenden, während man bei wassergekühlten Motoren auf große Schwierigkeiten stößt. Die ausreichende Kühlung der Ventilsitze ist in solchen Fällen nur sehr schwer oder garnicht zu erreichen. Bei den Saugventilen

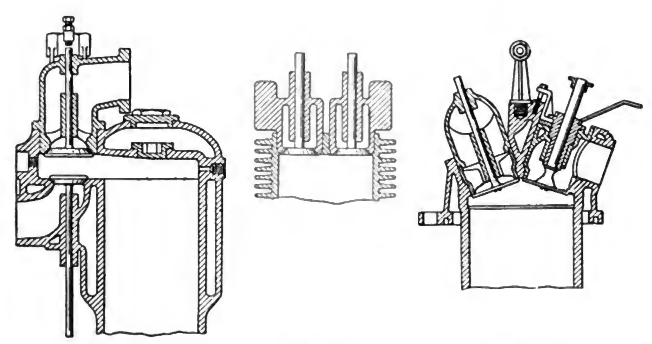
braucht eine solche Kühlung des Sitzes nicht vorhanden zu sein, weil die Durchströmung der frischen Gase selbsttätig eine Kühlung des Ventils bewirkt, dagegen ist es für das Auspuffventil ein direktes Erfordernis.

Die Praxis hat gezeigt, daß schräg oder wagerecht angeordnete Ventile nur eine sehr geringe Lebensdauer besitzen und es kommt sehr oft vor, daß solche Ventile abreißen, wodurch der Zylinder oder



Figur 35.
T-Form.

Figur 36.
Nebeneinander.



Figur 37.
Horch.

Figur 38. Figur 39.
Beide Ventile im Zylinderkopf, schlechte Kühlung des Sitzes.

der Kolben demoliert wird. Bei senkrecht stehendem Saugventil ist die Gefahr des Abreißens weniger groß und sind solche Fälle den Verfassern noch nicht bekannt geworden.

Sehr gute Resultate hat bei kleineren Motoren die Anordnung der Saugventile in der Mitte des Zylinderbodens ergeben. Sobald jedoch Motoren von mehr als 6 PS pro Zylinder in Frage kommen, wird man besser tun, das Saugventil über dem Auspuffventil anzuordnen, weil durch die eintretenden frischen Gase eine teilweise Kühlung des Auspuffventilkegels erfolgt.

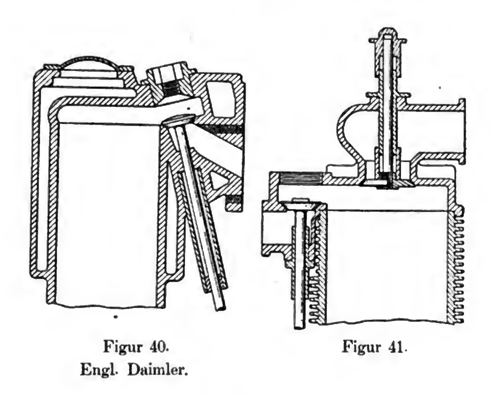
Von wesentlichem Einfluß auf die Ventilanordnung ist natürlich die Möglichkeit ihrer Steuerung. Ohne Zuhilfenahme von Hebelwerken ist es praktisch kaum möglich, die Ventile, welche im Zylinderboden hängend angeordnet sind, durch eine darüber befindliche Steuerwelle zu betätigen, weil dadurch die Demontage des Ventilgehäuses eine sehr schwierige wird.

Wie aus den beigedruckten Figuren 43 bis 57 hervorgeht, hat die Ventilöffnung in der Regel durch Hebel zu erfolgen, die entweder durch ein Gestänge von der unten liegenden Steuerwelle aus bewegt werden, oder es wird eine Hilfswelle angebracht, welche durch Kegelräder in Drehung versetzt wird, wobei diese Hilfswelle meistens seitlich am Zylinderkopf gelagert ist.

Die Gestänge mit den Hebeln werden verhältnismäßig sehr schwer und bei der hohen Tourenzahl, mit der die Automobilmotoren laufen, ist es sehr leicht erklärlich, daß nur äußerst exakte Konstruktionen eine größere Gebrauchsdauer gewährleisten. Es ist ganz klar, daß Hebelwerke sehr zu totem Gang neigen, weshalb man auch aus diesem Grunde möglichst wenig Gebrauch von ihnen macht.

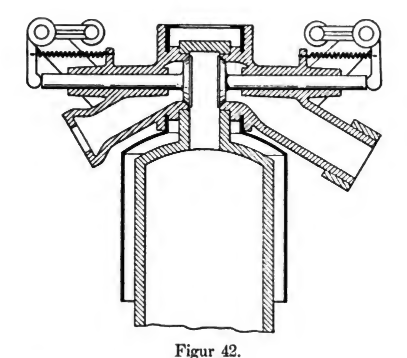
Am meisten verbreitet sind die seitlich vom Zylinder angeordneten stehenden Ventile, die entweder rechts und links vom Zylinder oder nebeneinander stehend angeordnet sind. Durch die seitliche Anordnung der Ventile wird die wärmeabführende Oberfläche des Explosionsraumes am größten, doch macht sich dieser Umstand bei den schnellaufenden Motoren, wie sie für Automobile benutzt werden müssen, nicht besonders bemerkbar. Dahingegen kann man sehr wohl von einer Vergrößerung des schädlichen Raumes sprechen, weil bei dieser Konstruktion sehr viel Gas über den Ventilen gelagert ist.

Eingehende Leistungsprüfungen verschiedener Motoren haben jedoch ergeben, daß die Leistung eines Motors mit seitlichen Ventilen bei richtiger Konstruktion der Ventilkammern solchen mit oben angeordneten Ventilen nicht nachsteht. Dagegen besitzen die Zylinder mit seitlichen Ventilen den großen Vorteil, daß sie sehr leicht zu bearbeiten sind, was aus den betreffenden Abbildungen, welche die Fabrikation der Motoren illustrieren, hervorgeht.



Figur 40.
Engl. Daimler.

Figur 41.

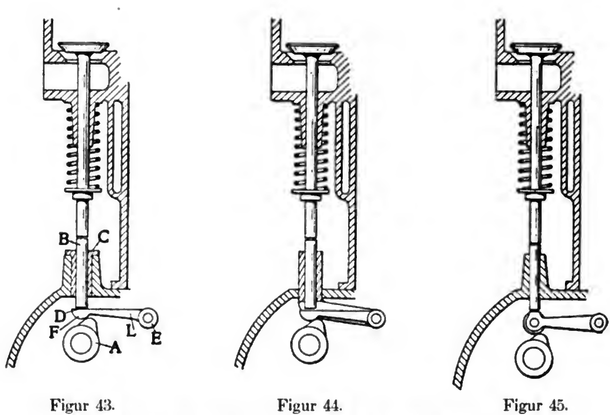


Figur 42.

Um die Ventile möglichst nahe an die Zylinderbohrung heranzubringen, ordnet die englische Daimler-Gesellschaft die nebeneinanderstehenden Ventile schräg an, wodurch keine besonderen Vorteile, wohl aber schwerwiegende Nachteile hervorgerufen werden, sodaß diese Konstruktion keinen bleibenden Wert besitzen wird.

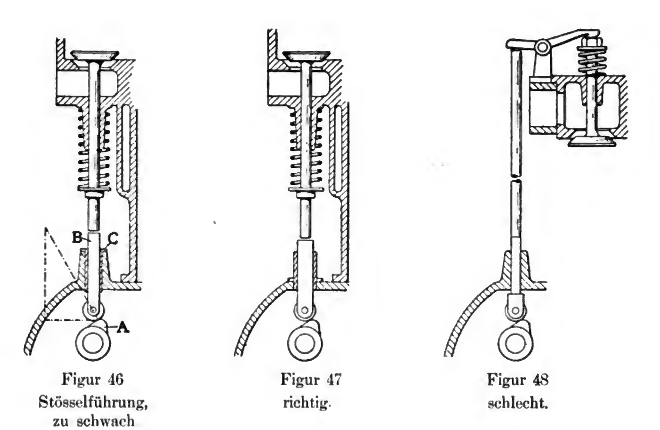
Schräg angeordnete Ventile arbeiten die Führungen einseitig aus.

Bewegung der Ventilstössel.



Figur 43. Figur 44. Figur 45.

Stössel mit Schlepphebelbewegung, sehr gut.



Figur 46
Stösselführung, zu schwach

Figur 47
richtig.

Figur 48
schlecht.

Die Steuerung der Ventile.

Die Steuerung der Ventile erfolgt durch eine gemeinsame Nockenwelle, wenn dieselben auf einer Zylinderseite angeordnet sind oder durch zwei Nockenwellen, wenn sich die Ventile rechts und links am Zylinder befinden. Abarten davon kommen bei solchen Motoren vor, bei denen die Ventile, wie im vorigen Kapitel gekennzeichnet, auf dem Zylinder angeordnet sind. Die Nockenwellen oder Steuerwellen werden durch Zahnräder angetrieben und laufen halb so schnell als die Kurbelwellen.

Das Öffnen der Ventile geschieht durch die sogenannten Ventilstößel; dieselben werden durch ihr eigenes Gewicht oder durch eine Feder mit ihrem unteren Ende auf den Nocken gedrückt und stoßen mit ihrem anderen, gehärteten Ende die Ventile auf. In der Regel ist das untere Ende des Ventilstößels mit einer Rolle versehen, die sich auf dem Nocken abrollt, doch kommen auch Konstruktionen vor, bei denen Gleitflächen, die gehärtet sind, angewandt werden. Rollen verdienen den Vorzug, was schon daraus hervorgeht, daß die meisten im Gebrauch befindlichen Motoren guter Fabriken nur mit Rollen an den Stößeln versehen sind.

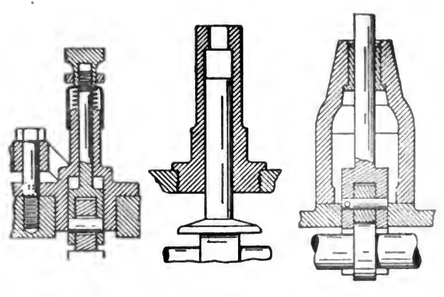
Statt der Rollen haben einige Konstrukteure früher große Stahlkugeln angewandt, die ihre Lagerung in einer entsprechenden Aussparung des unteren Stößelendes besitzen. Diese Kugelenden haben sich jedoch nicht bewährt, da sie zu Anständen führten, weshalb sie heute von erfahrenen Konstrukteuren nicht mehr angeordnet werden.

Ferner sei bemerkt, daß auch sehr viele Konstrukteure nicht mehr die Druckfeder anwenden, die den Stößel auf den Nocken drückt. Weil die seitliche Beanspruchung der Ventilstößel, sofern dieselben durch eine Rolle oder durch eine Gleitfläche von dem Nocken abgetrieben werden, sehr groß ist, muß man dafür sorgen, daß die Stößel soweit wie irgend möglich gut geführt sind, damit ein Ecken und Klemmen nicht eintreten kann. Sehr oft erfolgt bei besseren Motoren das Anheben des Ventilstößels durch einen Schlepphebel, der die Rolle trägt, wodurch seitliche Beanspruchungen von dem Ventilstößel ferngehalten werden.

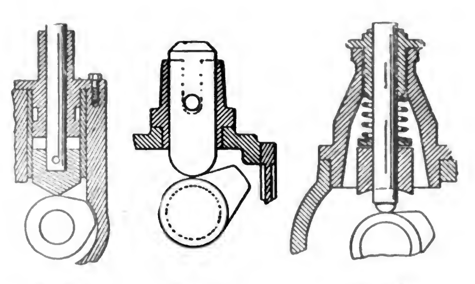
Die Ventilstößel erhalten in der Regel dieselbe Schaftstärke wie die dazugehörenden Ventile und es ist ein direktes Erfordernis, die Köpfe der Stößel nachstellbar anzuordnen, damit etwaige Unterschiede, die sich im Laufe der Zeit in den Längen der Ventilschäfte einstellen, ausgeglichen werden können.

Um einen möglichst geräuschlosen Gang der Ventilsteuerung herbeizuführen, macht man den Abstand zwischen Ventilschaft und Stößelkopf am besten nicht größer als $^1/_2$ mm. Es empfiehlt sich jedoch

Ventilstössel.

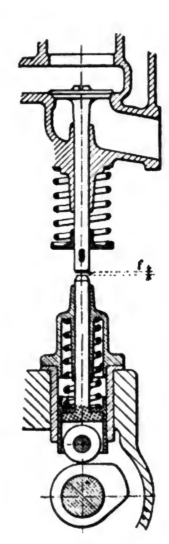


Figur 49. Figur 50. Figur 51.

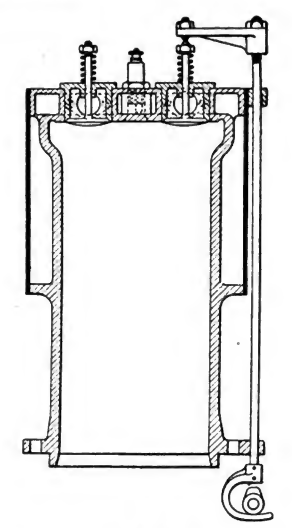


Figur 52. Figur 53. Figur 54.

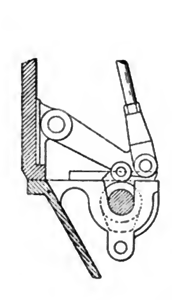
Ventilgestänge.

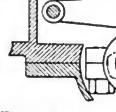


Figur 55.
Abstand f = 0,5 mm

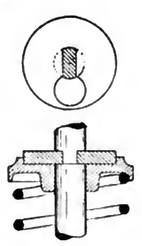


Figur 56.
Falsche Anordnung der Zugstange (Seitendrücke).



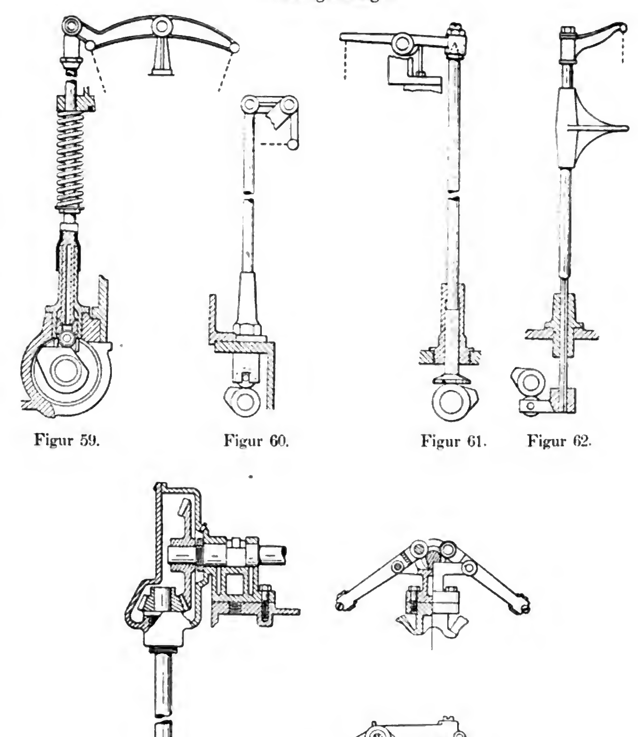


Figur 57.



Figur 58.
Sicherung des Federstellers durch Scheibe statt Keil (Horch).

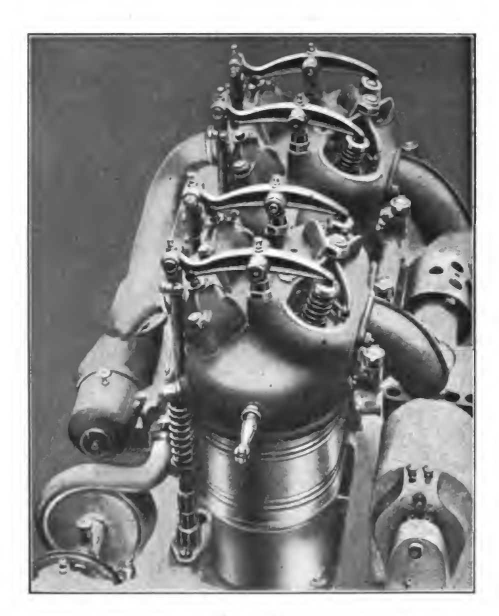
Ventilgestänge.



Figur 59. Figur 60. Figur 61. Figur 62.

Figur 63.

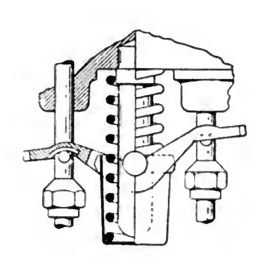
Antrieb von Nockenwellen, die an oder auf den Zylinderkopf gelegt sind.



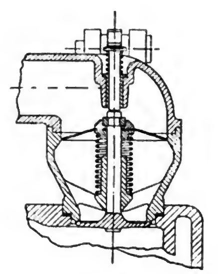
Figur 64.
Ventilsteuerung des De Luxe-Motors. Siehe Figur 59.

auch nicht unter diesen Abstand zu gehen, weil sich namentlich die Schäfte der Auspuffventile im Betriebe durch die Wärme verlängern.

Bei großen Motoren findet man sehr oft eine Einrichtung, welche es gestattet, die Kompression beim Andrehen des Motors zu vermindern. Zu diesem Zwecke ist seitlich am Auspuffnocken und diesem diametral gegenüberstehend ein kleiner Hilfsnocken angeordnet, der bei entsprechender Verschiebung der Nockenwelle das Auspuffventil während der ersten 2/3 bis 3/4 der Kompressionsperiode öffnet, sodaß der größte Teil der angesaugten Gase in den Auspufftopf entweicht, wodurch naturgemäß das Andrehen sehr erleichtert wird. Die Verschiebung der Nockenwelle geschieht entweder durch einen Handgriff oder selbsttätig beim Andrehen durch die aufgesteckte Andrehkurbel.



Figur 65.
Zwei nebeneinander stehende Ventile mit nur einer gemeinsamen Feder. Beispiel der Erfinderwut.



Figur 66.
Gesteuertes Saugventil mit oberem Rückschlagteller. All Brittisch Car 8 Zylinder-Motor.

Die Justierung der Ventile.

Wir haben bekanntlich viele Motoren, die im Verhältnis zu ihrer Größe vorzügliche Leistungen besitzen.

Durch eingehende Untersuchung der verschiedenen Verhältnisse der Ventile, wovon vor allen Dingen die gute Leistung des Motors abhängt, sind die Verhältniszahlen gefunden worden, welche den nachfolgenden Ausführungen zugrunde gelegt sind.

In der Regel ist der kleinste Durchmesser am Ventilsitz beim Saugventil ebenso groß als beim Auspuffventil, wenn die Ventile seitlich am Zylinder angeordnet sind, während in allen anderen Fällen, wo sich die Saugventile oben im Zylinderkopf oder über dem Auspuffventil befinden, der kleinste Sitzdurchmesser ca. 25 % größer ist, als der des Auspuffventils.

Bei seitlich angeordneten Ventilen ist der kleinste Sitzdurchmesser gleich ca.

$$\frac{\text{Kolbendurchmesser}}{2.5}$$

Ist dagegen das Saugventil oben angeordnet, so ist das Verhältnis bei letzterem gleich

$$\frac{\text{Kolbendurchmesser}}{2}$$

Diese Abmessungen und die höchst zulässige Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsitz, die, wie wir bereits vorhin erwähnten, 50 bis 60 m pro Sekunde betragen soll, den Rechnungen zugrunde gelegt, ergibt die normale Hubhöhe der Ventile.

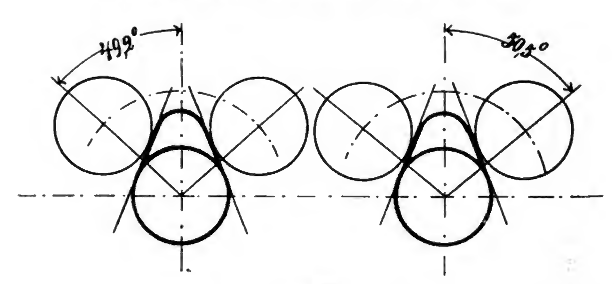
Über die Öffnungs- und Schließungsmomente sind noch die verschiedensten Ansichten vorherrschend, doch hat die Praxis auch hier bereits einen Weg gewiesen, wodurch der Motor auf seine höchste Leistungsfähigkeit gebracht werden kann.

Es ist allgemein bekannt, daß man dem Auspuffventil eine Voröffnung von ca. 10 % des Kolbenhubes gibt, d. h. die Öffnung des Auspuffventils soll erfolgen, wenn der Kolben 9/10 seines Weges zurückgelegt hat. Eine größere Voreilung zu geben, ist nicht ratsam, weil dann die verbrannten Gase noch unter einem zu hohen Drucke stehen, wodurch erstens größere Anforderungen an die Anhubarbeit gestellt werden und zweitens die immer noch brennenden Gase eine derartig hohe Temperatur besitzen, daß eine vorzeitige Verbrennung des Aus-

Öffnungsdauer der Saugventile vierzylindriger Motoren.

Figur 67.

Die Öffnung erfolgt $2^1/_2$% nach dem oberen Totpunkt. Der Schluss erfolgt im 1. und 3. Zylinder 10% und im 2. und 4. $12^1/_2$% nach dem unteren Totpunkte. In einem Falle sogar 25% nach dem unteren Totpunkte.



Figur 68.

Konstruktion der Saugventilnocken nach obiger Teilung.

laßventils die Folge ist. Um dieses Verbrennen zu verhüten, umgeben einige amerikanische Konstrukteure das im Feuer liegende Schaftende mit einem Nickelröhrchen.

Vielfach ist noch die Ansicht verbreitet, daß das Öffnen des Saugventils sowie das Schließen beider Ventile im Totpunkt erfolgen muß. Der Schluß des Auspuffventils wurde in der Regel vorgenommen, sobald der Kolben den oberen Totpunkt erreicht hat. Eingehende Versuche haben jedoch ergeben, daß es ratsamer ist, den Schluß der Ventile später erfolgen zu lassen, und der Ausfall der in der letzten Zeit stattgefundenen Wettbewerbe hat gezeigt, daß die Motoren am leistungsfähigsten sind, bei denen die Auspuffventile schließen, wenn der Kolben seinen oberen Totpunkt um 5 % überschritten hat. Dieser Umstand ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, daß in der letzten Zeit fast nur noch die Benzinförderung vom Behälter in den Vergaser durch den Druck der Auspuffgase erfolgt. In sehr vielen Fällen läßt man jedoch die Auspuffventile nur im 1. und 4. Zylinder 5 % nach dem Totpunkte schließen, während im 2. und 3. der Schluß mit dem Totpunkt zusammenfällt, d. h. wenn die Zündung in der Reihenfolge 1, 3, 4, 2 stattfindet. Arbeiten die Zylinder dagegen in der Reihenfolge 1, 2, 4, 3, dann schließen die Auspuffventile im 1. und 3. Zylinder 5 % nach dem Totpunkt, während sie im 2. und 4. Zylinder im Totpunkt oder etwa $2^1/_2$ % nach demselben schließen.

Die Öffnung der Saugventile erfolgt bei den meisten guten Motoren im Totpunkt bis 5 % nach demselben. Um eine gleichmäßige Zylinderfüllung zu erhalten, muß man die Gaswege zu allen Zylindern gleich lang machen und wo dieses nicht zu erreichen ist, variiert man die Öffnungszeiten der Ventile etwas. In der Regel öffnen dann die Ventile des 1. und 4. Zylinders im Totpunkt, während die des 2. und 3. Zylinders $2^1/_2$ % nach dem Totpunkt öffnen.

Hierzu sei bemerkt, daß es für das leichte Anspringen des Motors zweckdienlicher ist, sämtliche Saugventile des Motors $2^1/_2$ % nach dem Totpunkt zu öffnen.

Hieraus geht hervor, daß das Saugventil mindestens während $2^1/_2$ % des Kolbenhubes zugleich mit dem Auspuffventil desselben Zylinders geöffnet ist.

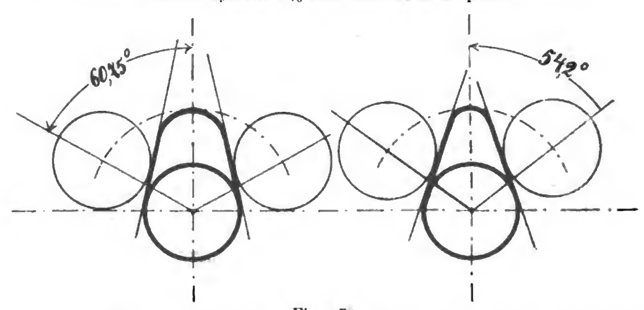
Überraschend ist der Umstand, daß der Schluß des Saugventils nicht im Totpunkt, wie man allgemein annimmt, stattfinden muß, sondern bei den meisten Motoren, deren Zylinder 1, 3, 4, 2 arbeiten, im 1. und 3. Zylinder 10 % und im 2. und 4. Zylinder $12^1/_2$ % nach dem unteren Totpunkte stattfindet.

Bei einem Motor, der sich in letzter Zeit durch seine hervorragenden Leistungen vorteilhaft bemerkbar machte und bei dem die Zündung in der Reihenfolge 1, 2, 4, 3 stattfindet, schließen die Saugventile im 1. und 3. Zylinder $12^1/_2$ % und im 2. und 4. Zylinder sogar 25 %

Öffnungsdauer der Auspuffventile vierzylindriger Motoren.

Figur 69.

Die Ventile öffnen sich 10% vor dem unteren Totpunkt und schliessen im 1. und 4. Zylinder 5% nach dem oberen Totpunkt.



Figur 70.

Konstruktion der Auspuffventilnocken nach obiger Teilung.

nach dem unteren Totpunkte, also nachdem der Kolben bereits 1/4 des Kompressionshubes zurügelegt hat. Dieser Motor ist langhübig und das Verhältnis zwischen Bohrung und Hub beträgt 1:1,4.

Die richtige Einstellung der Ventile nach obigen Darstellungen hat eine wesentliche Ersparnis an Brennstoff zur Folge und ferner wird es dadurch möglich, die Tourenzahl des Motors unter Belastung sehr hoch zu treiben. Der Grund, weshalb man die Saugventile nach dem unteren Totpunkt schließen läßt, ist darin zu suchen, daß die Strömungsgeschwindigkeit des Gases in dem Augenblick, wo der Kolben seinen unteren Totpunkt erreicht hat, am größten geworden ist, sodaß sie bedeutend größer ist, als die ihr, während der relativ langsamen Bewegung des Kolbens am Anfang der Kompressionsperiode, entgegenarbeitende Strömung aus dem Innern des Zylinders.

Man hat bekanntlich bei den Automobilmotoren zuerst durchweg das ungesteuerte Ventil, also das automatische Saugventil verwendet und mit demselben, abgesehen von vielen Unzuträglichkeiten, welche ihren Grund in der mechanischen Ausführung haben, sehr gute Resultate erzielt.

Auch hat man dem automatischen Ventil den Vorwurf gemacht, daß es nicht imstande ist, plötzlich zu schließen, wenn der Kolben am Ende des Saughubes angelangt ist. Doch hat sich herausgestellt, daß dieser Umstand gerade den größten Vorzug des automatischen Ventiles bildet, indem der Abschluß proportional der Strömungsgeschwindigkeit stattfindet. So lange daher der Anwendung von automatischen Ventilen das Haupthindernis, ihre zu große Masse, nicht entgegensteht, kann man dieselben ohne weiteres mit mindestens ebenso guten Erfolgen als das gesteuerte Ventil anwenden.

Ihr Anwendungsbereich ist der kurzhübige Fahrradmotor mit Luftkühlung bis zu etwa 70 mm Zylinderbohrung, darüber hinaus arbeitet das automatische Ventil unökonomisch, weil sein Gewicht zu groß wird, wenn man eine längere Haltbarkeit erzielen will.

Von wesentlichem Einfluß auf die gute Wirkung des Saugventils ist sein Hub und die Federspannung. Der Hub soll 4 bis 5 mm nicht übersteigen, und die Feder muß so stark sein, daß sie sich bei einer Belastung mit dem 20 bis 30fachen des Gewichtes des Ventilkegels um die Hubhöhe zusammendrücken läßt. Die schwachen Federn haben in der Regel einen unvollkommenen Abschluß des Ventils zur Folge.

Ungesteuerte Saugventile.

Bei der Beobachtung ungesteuerter Saugventile bemerkt man sehr oft, daß ein Teil des angesaugten Gases in den Vergaser zurückgedrängt wird, und dieses Zurückdrängen tritt bei höherer Tourenzahl mitunter so stark auf, daß man es fühlen kann, wenn man die Hand vor die Eintrittsöffnung der Nebenluft hält.

Meistens wird angenommen, daß dieses Zurückdrängen der Gase eine Folge des zu langsamen Schließens des Saugventils ist. Man sucht sich zu helfen, indem man die Feder des Saugventils stärker wählt, ohne dadurch eine Verbesserung zu erreichen; im Gegenteil, das Zurücktreten der Gase macht sich noch mehr bemerkbar. Wir wollen nun untersuchen, wodurch diese Erscheinung verursacht wird.

Wir haben bereits auf die Vorzüge des späteren Schlußes der Saugventile aufmerksam gemacht, und zwar war man nur imstande, durch die Steuerung der Ventile die Unterschiede erkennen zu können. Durch den zu frühen Schluß des Saugventils versperren wir plötzlich den in voller Geschwindigkeit in den Zylinder strömenden Gasen den Weg, dieselben stoßen gegen das geschlossene Ventil und müssen zurückprallen. Will man nun mit dem ungesteuerten Ventil annähernd dieselben Resultate erzielen, wie mit dem gesteuerten, dann muß man das Ventilgewicht der Federspannung und der Tourenzahl des Motors genau anpassen und dieses geschieht unter Zuhilfenahme der folgenden Berechnung.

In der Figur 71 sehen wir die Teile eines Saugventils für einen Motor von 85 mm Bohrung und 100 mm Hub. Der kleinste Sitzdurchmesser beträgt 40 mm, der Hub 4 mm und der freie Durchgangsquerschnitt daher

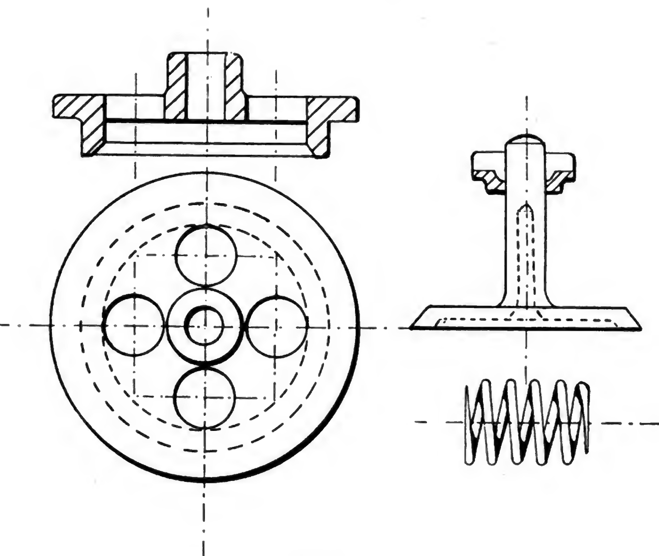
$$4 \ . \ 3{,}14 \ . \ 0{,}4 = \sim 5 \, \text{qcm}.$$

Die vier Löcher des Ventilsitzes müssen daher zusammen denselben Durchgangsquerschnitt besitzen und sie erhalten einen Durchmesser von 13 mm, also zusammen einen Querschnitt von $\sim 5{,}3$ qcm.

Der Ventilkegel ist aus Nickelstahl angefertigt, möglichst leicht gehalten und wiegt inkl. Splint und Federteller 35 g. Die Tourenzahl des Motors soll 1500 pro Minute betragen und der Schluß des Ventils soll erfolgen, nachdem der Kolben den unteren Totpunkt um 15 % seines Hubes passiert hat. Der Schluß des Ventils muß daher

vollendet sein, wenn die Motorenwelle vom unteren Totpunkt an gerechnet 1/8 Umdrehung zurückgelegt hat. Bei 1500 Touren pro Minute macht die Kurbelwelle in einer Sekunde 25 Umdrehungen, also 1/8 Umdrehung in

$$\frac{60}{1500 \cdot 8} = 0.005 = {}^1/_{200} \text{ Sekunde.}$$



Figur 71.
Teile eines automatischen Saugventiles in natürlicher Grösse für einen Motor von 80 mm Bohrung und 100 mm Hub.

Als frei fallender Körper würde das Ventil nach der Formel

$$s = \frac{g \cdot t^2}{2} = 0{,}125 \text{ mm}$$

zurücklegen, laut folgender Berechnung:

Für $g = 9{,}81$, schreiben wir $\sim$ 10, dann ist

$$s = \frac{10}{2 \cdot ({}^1/_{200})^2} = \frac{5}{40000} = 0{,}000125 \text{ m.}$$

Da der Hub des Ventils 4 mm beträgt, so muß das Ventil, welches im freien Falle nur 0,125 mm zurücklegt, um rechtzeitig geschlossen

zu werden, durch den Federdruck beschleunigt werden. Den erforderlichen Federdruck findet man, indem man die Fallstrecke in die zurückzulegende Strecke dividiert und das Produkt mit dem Gewicht des kompleten Ventilkegels multipliziert. Da

$$\frac{4}{0{,}125} = 32$$

ist, so muß die Federspannung

$$35 \,.\, 32 = 1120 \text{ g stark sein.}$$

Genau kann man die Schlußzeit leider nicht bestimmen, weil die Reibung der Ventilspindel in der Führung nicht festgestellt werden kann. Aufgenommene Indikatordiagramme haben ergeben, daß die berechneten Zeiten ziemlich den tatsächlichen Verhältnissen entsprechen, was jedenfalls darauf zurückzuführen ist, daß die beginnende Kompression von unten gegen das Ventil drückt.

Nachdem wir so die Federspannung ermittelt haben, können wir auch den Punkt berechnen, wo sich das ungesteuerte Saugventil öffnet. Bei einem Ventilgewicht von 35 g und einer Federspannung von 1120 g wird das Ventil mit einem Zuge von

$$\begin{array}{r l} 1120 & \text{g} \\ -35 & \text{„} \\ \hline 1085 & \text{g} \end{array}$$

gegen den Sitz gezogen. Dieser Zug wird daher überwunden sein, wenn der Unterdruck im Zylinder

$$\frac{1{,}085}{12{,}56} = 0{,}0864 \text{ kg}$$

pro qcm übersteigt.

Angenommen, das Ventil soll vollständig geöffnet sein, wenn der Kolben die Hälfte des Saughubes zurückgelegt hat. Da der Motor 25 Touren in der Sekunde macht, so steht für 1/2 Hub 1/100 Sekunde zur Verfügung. In dieser Zeit muß das Ventil einen Weg von 4 mm durchlaufen, es wird aber nur

$$\frac{10}{2}\left(\frac{1}{100}\right)^2 = \frac{5}{10000} = 0{,}5 \text{ mm}$$

durch seine eigene Schwere fallen und es muß daher, um 4 mm in derselben Zeit zurücklegen zu können, mit einer Kraft nach unten gezogen werden, die

$$\frac{4}{0{,}5} = 8$$

mal so groß ist, als das eigene Gewicht.

Das Ventilgewicht ist 35 g, demnach muß die Zugkraft, welche für die vollständige Öffnung erforderlich ist, 35 . 8 = 280 g oder 0,28 kg betragen.

Da die Oberfläche des Ventils 12,56 qcm beträgt, so ist ein Unterdruck von

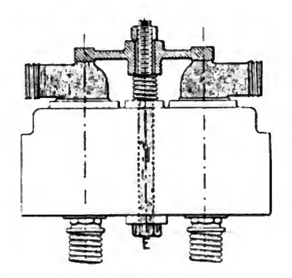
$$0{,}28 \cdot 12{,}56 = 0{,}021 \text{ kg pro qcm}$$

erforderlich, um die Öffnung des Ventils zu bewirken, nachdem die Federspannung überwunden ist.

Der totale Unterdruck für die volle Ventilöffnung beträgt also

$$\begin{array}{rl} & 0{,}0864 \text{ kg} \\ + & \underline{0{,}021 \quad ,,} \\ & 0{,}1074 \text{ kg oder} \sim 0{,}1 \text{ Atm.} \end{array}$$

Der Unterschied, der sich bei der Verwendung eines ungesteuerten Saugventils im Gegensatz zu einem gesteuerten bemerkbar machen würde, ist der, daß im Zylinder vor allen Dingen ein Unterdruck erforderlich sein muß, um das Ventil zu öffnen, während bei einem gesteuerten diese Öffnung durch den Nocken geschieht.



Figur 72.
Befestigung der Saugventilglocken durch Brücke und durchgehenden Bolzen.

Der erforderliche Unterdruck von 0,1 Atm. hat ebensowenig für die Leistung des Motors eine Bedeutung, wie der Kraftverlust, welcher entsteht, wenn das Ventil durch einen Nocken etc. geöffnet wird.

Die Winkelstellung der Kurbel, bei welcher der Schluß des Saugventils erfolgt sein muß, ist abhängig von der Tourenzahl. Je schneller der Motor läuft, desto später muß das Saugventil schließen und das tritt nur ein bei ungesteuerten Ventilen, weshalb diese gewissermaßen eine Selbstregulierung des Motors darstellen. Bei gesteuerten Saugventilen kann das Verhältnis zwischen Kurbelwinkel und Ventilschluß selbstverständlich nur für eine Tourenzahl zutreffen. Demnach ist das ungesteuerte Ventil in seiner Wirkung dem gesteuerten meistens gleich, wenn nicht gar überlegen und es ist bekannt, daß sich Dion-Bouton

nur ungern dazu verstanden haben, neuerdings auch das gesteuerte Saugventil einzuführen.

Das ungesteuerte Ventil hat den Fehler, daß es in größerer Ausführung nur sehr schwer so kräftig gestaltet werden kann, wie es sein muß. Meistens reißen die Spindeln sehr leicht ab und es empfiehlt sich nicht, bei schnellaufenden Motoren über einen Ventildurchmesser von 40 mm zu gehen und dieses Maß ist nur unter Verwendung des besten Chrom-Nickelstahls zu erreichen.

Das automatische Ventil besitzt ferner den Fehler, daß es bei zu schwacher Feder Öl durchläßt, welches sich zwischen Kegel und Sitz festsetzt und auch an die Spindelführung gelangt, wodurch das Ventil träge arbeitet und hängen bleibt. Man muß deshalb die Glocke der automatischen Ventile so einrichten, daß man jederzeit von außen einige Tropfen Petroleum an das Ventil geben kann, damit sich dasselbe wieder frei bewegt.

Der Einfluss des freien Ventilquerschnittes auf die Leistungsfähigkeit des Motors.

Wenn wir die Leistung eines Motors herabmindern wollen, setzen wir die Gasdrossel in Tätigkeit, d. h. wir versperren den angesaugten Gasen den freien Durchgang durch das Gasrohr. Dasselbe erreichen wir aber auch, wenn wir den Hub des Saugventils verringern, ein Verfahren, das man noch vor einigen Jahren oft bei verschiedenen Motorkonstruktionen angewandt hat. Will man daher aus dem im Gasgemisch enthaltenen Brennstoff den größten Nutzen ziehen, dann muß man dafür sorgen, daß der zulässige Ansaugwiderstand nicht überschritten wird und dieses erreicht man durch Anwendung großer Ventile von genügendem Hub. Für die Sauggeschwindigkeit am Ventilsitz gilt der alte Erfahrungssatz, daß dieselbe, bei der dem Drehmoment günstigen Tourenzahl, 50 bis 60 m in der Sekunde nicht überschreiten soll.

Den erforderlichen freien Ventilquerschnitt berechnet man, indem man die Kolbenfläche mit der Kolbengeschwindigkeit multipliziert und durch die erforderliche Gasgeschwindigkeit dividiert. Angenommen, der Kolben hat einen Durchmesser von 80 mm und einen Hub von 95 mm und der Motor soll unter Belastung mit 1300 Touren pro Minute laufen, Die Kolbenoberfläche ist 50,26 qcm und der Kolben legt bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle einen Weg von 0,19 m zurück. Die erforderliche Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsitz soll 50 m pro Sekunde betragen, dann formiert sich unsere Rechnung wie folgt:

$$\frac{1300 \cdot 50{,}26 \cdot 0{,}19}{50 \cdot 60} = 4{,}15$$

der freie Querschnitt des Saugventils muß also 4,15 qcm betragen.

Bei einem Kolbendurchmesser von 80 mm beträgt der kleinste Sitzdurchmesser am Saugventil ca. 3,2 cm. Die hierzu erforderliche Hubhöhe berechnet man, indem man den erforderlichen Ventilquerschnitt, also in diesem Falle 4,15 qcm durch 3,2 . 3,14 dividiert, also

$$\text{Ventilhub } \frac{4.15}{3{,}2 \cdot 3{,}14} = 0{,}4 \text{ cm.}$$

Damit nun die Ansaugwiderstände in dem Vergaser und in dem Gasrohr nicht größer werden, als am Ventilsitz, wird man dafür sorgen müssen, daß alle Querschnitte, die das Gas zu passieren hat, nicht geringer als 4,15 qcm sind. Man wird deshalb dem Gasrohr eine lichte Weite von mindestens 25 mm zu geben haben.

Das Auspuffventil soll ungefähr den doppelten Ventilquerschnitt freigeben als das Saugventil und da man, im Interesse der Auswechselbarkeit der Ventile untereinander, die Auspuffventile in der Regel ebenso groß als die Saugventile macht, so muß man den freien Ventilquerschnitt am Auspuffventil durch einen entsprechend größeren Hub herbeiführen.

Ebenso wie man durch Drosselung der Gaszufuhr die Tourenzahl des Motors und seine Leistungsfähigkeit beeinflussen kann, kann man auch durch eine Drosselung der durch das Auspuffventil abgeführten Gase die Leistung des Motors regulieren und es ist daher erforderlich, daß auch die verbrannten Gase ungehindert ins Freie gelangen können.

Wenn die Auspuffgase entweichen, stehen sie in der Regel noch unter einem Druck von 2 bis 4 Atm. und die Folge davon ist, daß dieses Entweichen, wenn dasselbe in freier Luft stattfindet, mit einem scharfen Knall geschieht. Die Dämpfung des Auspuffgeräusches erfolgt bekanntlich durch einen Auspufftopf, in dessen Innern das austretende Gas stark gedrosselt wird. Der dadurch verursachte Kraftverlust beträgt in der Regel ca. 10 %, kann aber durch eintretende Verstopfung ganz bedeutend größer werden.

Sowohl in der Saugleitung als auch in der Auspuffleitung soll man kurze Krümmer möglichst vermeiden, damit die Gase keinen unnötigen Widerstand finden. Es kommt sehr oft vor, daß bei Motoren in der Saugleitung namentlich am Vergaser und in der Nähe der Düse der Durchgangsquerschnitt bedeutend geringer ist, als der freie Ventilquerschnitt. Hierdurch wird aber der ungleichen Zusammensetzung des Gasgemisches der größte Vorschub geleistet und durch die Drosselung, welche dadurch entsteht, wird ein solcher Motor niemals das leisten können, wozu er eigentlich seinen ganzen Abmessungen entsprechend fähig sein soll.

(Siehe Abhandlung über Auspufftöpfe.)

Der Kolben.

Um ein geringes Gewicht zu erhalten, macht man die Wandstärken des Kolbens möglichst schwach und wendet event. Versteifung durch dünne Rippen an. Den Boden macht man vorteilhafter gerade, weil er dann die geringste Oberfläche besitzt. Man muß jede Vergrößerung ungekühlter Flächen vermeiden. Wölbt man dagegen den Kolbenboden, wie es oft geschieht, dann wird die ungekühlte Oberfläche größer.

Wandstärke des Kolbenbodens ca. 1/15 vom Durchmesser, bei Fahrradmotoren sogar 1/20 Material bestes Gußeisen.

Die Stützrippen laufen von Putzen zu Putzen und erhalten eventl. in der Mitte des Bodens eine kleine Spitze, von welcher das Spritzöl in das Kolbenlager der Pleuelstange laufen kann. Siehe Figur 131.

An den Stellen, wo die Ringe sitzen, erhält der Kolben eine Wandstärke von zweimal Ringstärke, laut Tabelle Seite 227.

Um eine gute Dichtung zu erhalten, wendet man statt 3 besser 5 Ringe an.

Die Ringnuten werden mit Zwischenräumen von ca. 1/30 Kolbendurchmesser eingezeichnet, wobei die erste Nute ca. 4 bis 5 mm vom Kolbenboden beginnt. Die Nuten müssen sauber mit einem Flachstahl, der die richtige Breite hat, eingestochen werden und erhalten eine Tiefe von Ringstärke plus 0,5 mm, damit der Ring etwas Spiel hat. Die Absätze zwischen den Ringnuten werden häufig noch mit Ölnuten versehen, was zu verwerfen ist, da sich in diesen das Öl festbrennt und nur hemmend auf den Kolben wirkt. Dagegen dreht man meistens die Mantelfläche des Kolbens 0,5 mm tief frei, dort wo der Kolbenbolzen sitzt, und zwar in der Breite, wie der Durchmeesser desselben plus 1 mm nach oben und unten.

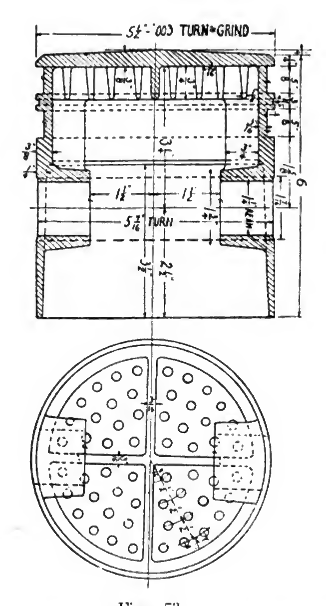
Damit sich der Kolben an seiner Lauffläche nicht zu schnell abnutzt, soll seine Tragfläche so groß wie irgend möglich sein. Man findet aber oft Kolben, bei denen die Tragflächen vollständig fortgedreht sind. Eine Folge davon ist, daß die dazu gehörenden Zylinder sehr bald oval auslaufen. Freigedrehte Kolben deuten daher immer sicher an, daß auch die anderen Motorteile unsachgemäß konstruiert sind. Beim Automobilmotor ist der Kolben gleichzeitig die Gradführung und er hat daher bedeutende seitliche Drücke aufzunehmen.

Die Kolbenputzen erhalten einen Durchmesser von 1,5 mal Bolzendurchmesser, an der Stelle, wo sie mit dem Kolbenmantel in Ver-

bindung stehen und laufen bis auf ca. 1,3 mal Bolzendurchmesser konisch aus. Ihre Länge wählt man so, daß nach der Bearbeitung zwischen beiden Putzen ein Abstand von 1/2 Kolbendurchmesser entsteht.

Der Durchmesser der Bohrung in den Kolbenputzen soll 1/4 Kolbendurchmesser betragen.

Sollen die Kolben für mehrzylindrige Motoren benutzt werden, dann achte man darauf, daß sämtliche Kolben eines Motors das gleiche Gewicht besitzen. Selbst geringe Gewichtsdifferenzen machen sich unliebsam als Erschütterungen bemerkbar, wenn der Motor im Betrieb ist.



Figur 73.
Der mit wärmeableitenden Spitzen versehene Kolben des luftgekühlten Motors von Frayer-Miller.

Der Kolbenbolzen.

Der Kolbenbolzen wird sehr hoch beansprucht und wird nur sehr schwach geschmiert, weil das Schmieröl infolge der großen Wärme sofort dünnflüßig wird und nur unzureichend an die Gleitflächen kommt. Man nimmt deshalb als Material für den Bolzen meistens besten Gußstahl, der gehärtet und dunkelgelb bis rot angelassen wird.

Durchmesser des Bolzens 1/4 Kolbendurchmesser, Länge Kolbendurchmesser — 5 mm. Zur Verminderung des Gewichtes und zur Herbeiführung einer besseren Ölzirkulation wird der Bolzen durchbohrt. Bohrung 2/3 vom Durchmesser.

Damit das Öl, welches in die Bohrung des Kolbenbolzens gelangt, an das Kolbenlager der Pleuelstange geführt wird, erhält der Kolbenbolzen zwei Bohrlöcher, die ca. 10 mm von den Kolbenputzen entfernt sind. Diese Löcher müssen von der offenen Kolbenseite her gebohrt sein, damit das Öl auch an die Lagerbuchse gelangen kann.

Die Bolzen werden auf Fertigmaß plus 1 bis 2 mm gedreht und mit den nötigen Bohrungen versehen, auch die zur Befestigung durch die Kolbenschraube nicht zu vergessen.

Vor dem Härten wird das Langloch durch einen Stab aus Weicheisen ausgefüllt, damit keine Risse entstehen. Nach dem Härten wird der Eisenstab entfernt und der Bolzen wird angelassen. Nun kommt derselbe auf die Schleifmaschine und wird sauber rund geschliffen. Nach einigen Proben wird man die nötige Zugabe für das Schleifen feststellen können, da dieses ganz von den Eigenschaften des Stahls abhängt und sich ganz danach richtet, wie sich der Stahl beim Härten zieht.

Die Lagerbuchsen.

Alle Wellen, die glashart sind, laufen entweder in gehärteten Stahlbuchsen, die auf der Rundschleifmaschine geschliffen sind oder in Buchsen aus Stahlbronze. Naturharte Wellen sollen nur in ausgegossenen Lagerschalen laufen. Die Schmiernuten sollen möglichst spiralig verlaufen und tief sein, damit sie sich nicht so leicht verstopfen können.

Als Lagermetall verwendet man in der Regel Babitt.

Die Berechnung der Pleuelstangen.

Eins der wesentlichsten Konstruktionselemente des Motors ist die Pleuelstange; von der richtigen Dimension ihrer Lager hängt zumeist die Lebensdauer des Motors ab. Durch Pleuelstangen, deren Lager auslaufen, können sehr oft die Motoren vollständig zertrümmert werden. Dasselbe ist der Fall, wenn die Pleuelstangen zu schwach sind, denn je geringer das zu beschleunigende Gewicht ist, desto größer ist die Tourenzahl und die Leistung des Motors.

Die Pleuelstangen werden in der Regel aus Flußstahl im Gesenk geschmiedet (gepreßt), und ihr Querschnitt ist entweder kreisförmig resp. oval oder rechteckig, in den meisten Fällen jedoch im I-Profil. Bei gleicher zulässiger Belastung ist die im I-Profil geschlagene Pleuelstange die leichteste, darauf folgt der rechteckige und dann erst der kreisförmige Querschnitt.

Es ist den Gesenkschmieden gewöhnlich nicht möglich, das I-Profil so dünn auszuschlagen, wie man es gern haben möchte. Man wird daher, wenn eine Bearbeitung des Pleuelstangenschaftes nicht stattfinden soll, auf diesen Umstand Rücksicht nehmen müssen. Nur in den seltensten Fällen wird man geschlagene Pleuelstangen erhalten können, bei denen die Stegstärke des I-Profils weniger als 3 mm beträgt. Der gefährliche Querschnitt liegt in der Mitte der Pleuelstange und der Schaft ist im Verhältnis von 7 : 8 verstärkt vom Kolbenlager zum Kurbellager.

Pleuelstangen, bei denen der Schaft am Kolbenlager ebenso stark ist, als am Kurbellager, soll man nicht verwenden, weil dieselben bei höherer Tourenzahl sehr stark in Schwingungen geraten, welche an dem brummenden Geräusch zu erkennen sind, und oft derartige Durchbiegungen erleiden, daß sie Veranlassung zu Motordefekten geben.

Im allgemeinen hat die Praxis ergeben, daß man die Pleuelstangen für eine zwanzigfache Sicherheit, also $S = 20$ konstruieren muß. Die Berechnung der Dimensionen des Schaftes erfolgt nach der allgemeinen Knickformel von Euler:

$$Pk = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2} = \text{kg Bruchbelastung.}$$

Das Elastizitätsmodul für Flußstahl beträgt im Durchschnitt $E = 2\,100\,000$ kg pro qcm. Danach ist die zulässige Belastung Pz bei einem Sicherungsgrad von $S = 20$

$$Pz = \frac{9{,}87 \cdot 2100000 \cdot J}{20\,L^2}.$$

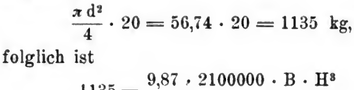
In dieser Formel ist L = Pleuelstangenlänge in cm, J = Trägheitsmoment. Für den rechteckigen Querschnitt ist

$$J = \frac{B \cdot H^3}{12}.$$

Am sichersten geht man, wenn man den Querschnitt so wählt, daß sich die Breite zur Höhe des Profils wie 1 zu 2 verhält. Gleichzeitig vereinfacht man dadurch auch die Rechnung ganz bedeutend, was bewiesen werden soll.

Angenommen es soll eine Pleuelstange für einen Motor von 85 mm Bohrung und 116 mm Hub berechnet werden, dann besitzt die Pleuelstange eine Länge von 27 cm, sodaß für $L^2 = 729$ in die Rechnung zu stellen ist.

Wird der Explosionsdruck mit 20 Atm. angenommen, dann ist der Druck auf die Kolbenfläche



$$\frac{\pi d^2}{4} \cdot 20 = 56{,}74 \cdot 20 = 1135 \text{ kg},$$

folglich ist

$$1135 = \frac{9{,}87 \cdot 2100000 \cdot B \cdot H^3}{729 \cdot 20 \cdot 12}.$$

Figur 74.

Um für alle späteren Berechnungen von Pleuelstangen die Rechnung zu vereinfachen, zerlegen wir das vorstehende Exempel indem wir die festen Zahlen benutzen und schreiben

$$\frac{9{,}87 \cdot 2100000}{20} = 1036350,$$

dann ist

$$1135 = \frac{1036350 \cdot B \cdot H^3}{729 \cdot 12} \quad \text{und}$$

$$\frac{B \cdot H^3}{12} = \frac{1135 \cdot 729}{1036350} = 0{,}79 = J.$$

Da wir B mit 1 angenommen haben, so ist

$$H^3 = 0{,}79 \cdot 12 = 9{,}48$$

$$H = \sqrt[3]{9{,}48} = 2{,}1.$$

Bei einem rechteckigen Querschnitt würde die Pleuelstange in der Mitte einen Querschnitt von 2,1 qcm besitzen müssen.

Das Widerstandsmoment für den rechteckigen Querschnitt ist

$$W = \frac{B \cdot H^2}{6}.$$

Man rechnet hier mit einer mindestens 4 bis 5 fachen Sicherheit, sodaß

$$W = \frac{9{,}87 \cdot 2100000}{5 \cdot 729 \cdot 1135} = 0{,}2$$

sein muß. In Wirklichkeit ist

$$W = \frac{1 \cdot 4{,}4}{6} = 0{,}73,$$

sodaß der Sicherheitsgrad

$$S = \frac{0{,}73 \cdot 5}{0{,}2} = 18 \text{ ist.}$$

Legen wir die erhaltenen Resultate unseren Vergleichsberechnungen zu Grunde und untersuchen wir, wie stark der Schaft einer Pleuelstange vom kreisförmigen Querschnitt sein muß.

In diesem Falle ist $J = 0{,}05 \cdot d^4$. Da wir J mit 0,79 ermittelt haben, so ist

$$d^4 = \frac{0{,}79}{0{,}05},$$

also ist

$$d = \sqrt[4]{15{,}8} = 2.$$

Demnach ist der Querschnitt gleich 3,14 qcm, also um ca. 50 % größer als bei rechteckigem Querschnitt.

Das Widerstandsmoment des kreisförmigen Querschnitts ist =

$$W = 0.1 \cdot d^3, \text{ also } 0{,}8.$$

Danach erhalten wir auch in diesem Falle eine 20fache Sicherheit, denn wir haben berechnet, daß bei 5facher Sicherheit $W = 0{,}2$ ist.

Die leichteste Pleuelstange erhalten wir, wenn wir den I-förmigen Querschnitt anwenden. In diesem Falle ist

$$J = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12},$$

also wieder 0,79

Wir wollen noch darauf aufmerksam machen, daß es sich empfiehlt, bei größeren Motoren H größer zu machen wie 2 B. Es ist dieses jedoch nur sehr selten möglich, weil H nur sehr gering sein kann, damit die Pleuelstange nicht gegen die Zylinderwand schlägt, wenn die Kurbel auf Hubmitte steht. Nehmen wir an,

$$B = 1{,}25 \text{ cm},$$
$$H = 2{,}5 \text{ „}$$
$$h = 1{,}7 \text{ „}$$
$$\text{Flanschstärke} = 0{,}35 \text{ „}$$

dann berechnet man die erforderliche Stegstärke wie folgt:

$$J = \frac{1{,}25 \cdot 2{,}5^3 - b \cdot 1{,}8^3}{12} \quad \text{oder}$$

$$0{,}79 = \frac{1{,}25 \cdot 2{,}5^3 - b \cdot 1{,}8^3}{12}.$$

dann ist

$$5{,}8\,b = \frac{1{,}25 \cdot 15{,}6}{0{,}79 \cdot 12}.$$

$$b = \frac{2}{5{,}8},$$

$$b = 0{,}34 \text{ cm}.$$

Wenn $b = 0{,}34$ dann ist die Stegstärke =

$$B - 2\,b = 1{,}25 - 0{,}68 = 0{,}57 \text{ cm}.$$

Der Querschnitt des I-Profils setzt sich also wie folgt zusammen aus

$$2\,B = 2 \cdot 1{,}25 \cdot 0{,}35 = 0{,}875 \text{ qcm und}$$
$$h = 1{,}8 \cdot 0{,}57 \quad = \underline{1{,}02}$$
$$1{,}895 \text{ qcm}.$$

Das Widerstandsmoment des I-Profils ist =

$$W = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6\,H},$$

es beträgt also

$$W = \frac{1{,}25 \cdot 2{,}5^3 - 0{,}34 \cdot 1{,}8^3}{6 \cdot 2{,}5}$$

$$W = \frac{19{,}5 - 1{,}99}{15} = 1{,}16.$$

Aus vorstehendem Beispiel ersieht man, daß es möglich ist, bedeutend leichtere Pleuelstangen, wie sie z. B. bei Rennmotoren notwendig sind, anzufertigen, wenn man geringere Sicherheitsgrade für J annimmt. Ein gutes Mittelmaß für den Querschnitt der I-förmigen Pleuelstange erhält man, wenn man das qcm mit 1000 kg belastet, was für alle Fälle zulässig ist; es würde dieses einer ungefähr 15 fachen Sicherheit entsprechen.

Während die obere Hälfte des Kurbellagers der Pleuelstange auf Druck beansprucht wird, wird die untere Hälfte, also der Deckel, auf Zug beansprucht, der sich auf die Schrauben verteilt. Dieser Zug wird durch die Beschleunigungskräfte hervorgerufen. Des weiteren werden die Schrauben etwas auf Biegung beansprucht, doch sind diese Beanspruchungen nur gering. Material: Maschinenstahl.

Unter Umständen kommt es aber doch vor, daß die Schrauben abreißen. Ein Fall, der eintritt, wenn infolge mangelhafter Ölung oder zu starker Ausdehnung, der zur Pleuelstange gehörende Kolben sich festgesetzt hat. Gegen ein solches Abreißen der Pleuelstangenköpfe kann man nicht durch starke Schraubenbolzen Sicherheit schaffen.

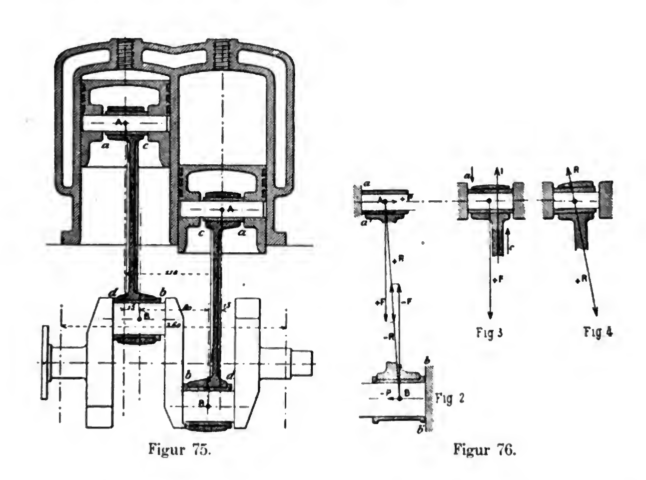
Die zulässige Belastung für die Schraubenbolzen rechnet man mit ca. 600 kg pro qcm, danach kommt man bei Pleuelstangen für Kolben bis ca. 100 mm Durchmesser sehr gut mit zwei 3/8" Schrauben aus. Wenn große Kolbendurchmesser in Frage kommen, wählt man entweder vier 3/8" Schraubenbolzen oder zwei 1/2". Die Muttern müssen natürlich gut gesichert sein. Die Breite des Kurbellagers ergibt sich aus der Berechnung der Kurbelwelle, siehe Seite 93.

Das Kolbenlager der Pleuelstange besitzt in den meisten Fällen eine gehärtete Stahlbuchse, die sauber geschliffen sein muß. Sehr oft werden auch bei kleinen Motoren Buchsen aus Stahlbronze angewandt. Die Buchsen werden meistens warm eingezogen. Ihre Dimensionen richten sich nach den Kolben und den Kolbenbolzen, siehe Seite 80.

Die Buchsen müssen ca. 1 bis 1,5 mm kürzer sein, als der Abstand zwischen den Kolbenputzen beträgt.

Unsymmetrische Pleuelstangen.

Um eine kürzere Baulänge des Motors zu erzielen, machen viele Konstrukteure die Pleuelstange einseitig, wie es in der Figur 75 dargestellt ist. Bei genügend starker Dimensionierung der Lager ist die Konstruktion nicht zu verwerfen und namentlich bei zweizylindrigen Motoren mit gegeneinander versetzten Kurbeln machen sich die Kippmomente selbstverständlich bedeutend weniger bemerkbar, je näher man die Pleuelstangenlager aneinander rückt.

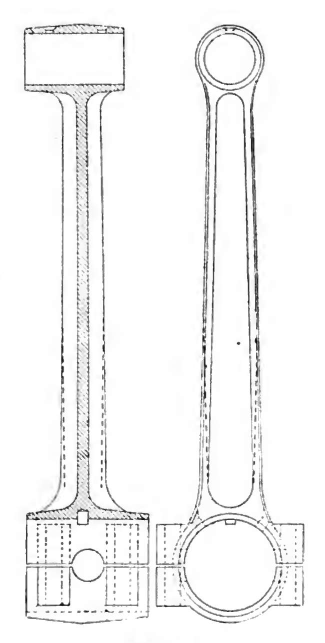


Figur 75. Figur 76.

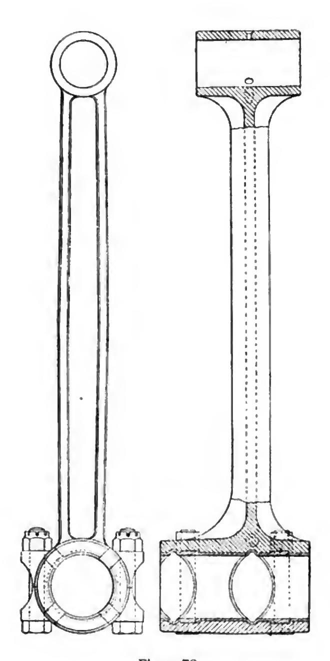
Sind die Lagerstellen aber nicht stark genug, um der einseitigen Beanspruchung stand zu halten, und das ist meistens der Fall, dann bringen die unsymmetrischen Pleuelstangen Nachteile mit sich, die wir kurz erläutern wollen.

Wenn wir die in der Mitte des Kolbens wirkende Kraft mit + F bezeichnen, Figur 76, dann wird sie, wenn das Lager des Pleuelstangenkopfes mit seiner ganzen Fläche auf dem Kurbelzapfen ruht, in der Richtung — F wirken. Wir haben also ein Kräftepaar bestehend aus zwei Kräften, die nicht in einer Achse arbeiten.

Die Verbindung der Angriffspunkte von + F und — F wird durch eine Linie + R und — R dargestellt. So lange die Lagerbuchsen noch gut passen, wird der Zustand eintreten, wie er in der mittleren Zeichnung dargestellt ist. Es werden sich aber die Lagerbuchsen infolge der



Figur 77.
Doppelt unsymmetrische Pleuelstange.
Die Lagerschale wird oben durch einen Prisonstift und an den Seiten durch Zapfen gehalten.



Figur 78.
Unsymmetrische Pleuelstange mit ausgegossenem Kopf. Das Weissmetallfutter wird durch Bohrlöcher, in die das flüssige Metall gelaufen ist, gehalten.

ungleichen Beanspruchung einseitig auslaufen, und die Pleuelstange wird schief arbeiten. Ihr Kopf wird sich bei b gegen den Kurbelarm legen und die Buchse des Kolbenlagers wird bei a gegen den Kolben drücken. Bei c und d dagegen ist Spiel vorhanden. Dieses Verhältnis findet statt während des Arbeitshubes und während des Kompressionshubes. Wenn dagegen der Kolben saugt, dann berühren sich die Flächen bei c und d, während bei a und b Spielraum ist, siehe Figur 75.

Es findet also fortwährend ein Hin- und Herwandern der Pleuelstange statt, wodurch hörbare Schläge hervorgerufen werden, die nach außen sehr deutlich wahrnehmbar sind. Die weitere Folge ist immer stärker werdendes Klopfen, bis endlich der Lagerdeckel der Pleuelstange zerbricht oder bis die Schrauben abreißen.

Wo sich daher die unsymmetrische Pleuelstange vermeiden läßt, soll man sie nicht anwenden, auch wenn man durch die Nichtanwendung einige scheinbare Vorteile aufgibt.

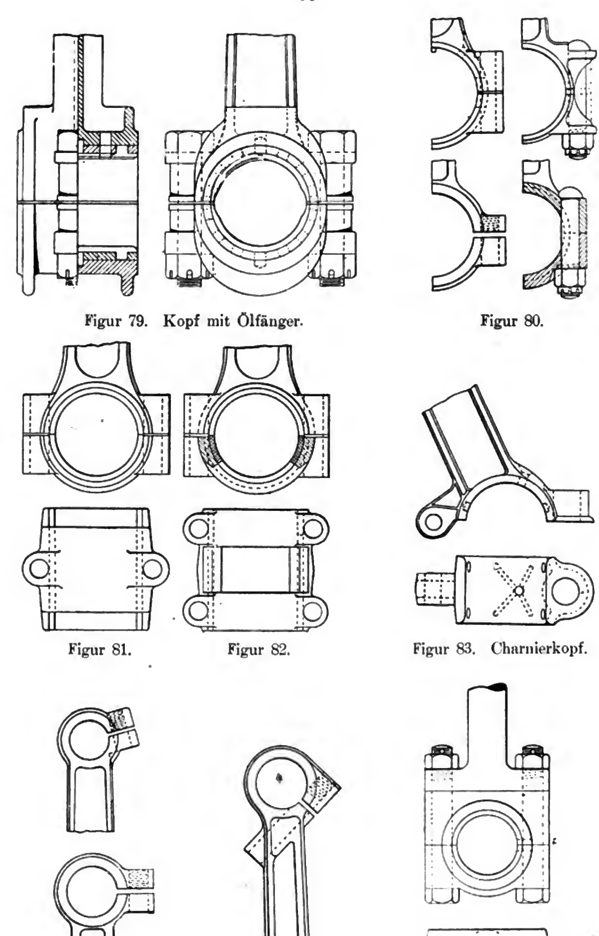
Verschiedene Ausführungsformen von Pleuelstangenköpfen.

Der zweiteilige Pleuelstangenkopf wird in den meisten Fällen nur durch zwei Schrauben verbunden. Köpfe mit vier Schrauben werden neuerdings nur noch äußerst selten angewendet, weil zwei Schrauben in der Regel vollauf genügen und einen gleichmäßigeren Anzug der Schale gestatten, als man mit vier Schrauben erreichen kann.

Der Pleuelstangenkopf wird in zahlreichen Fällen noch mit einem sog. Ölfänger ausgeführt, welcher den Zweck haben soll, das Schmieröl aus dem Kurbelgehäuse zu schöpfen und an die Lagerstellen zu führen. Dieser Zweck wird jedoch nur mangelhaft erreicht, weil die Zentrifugalkraft ihn vereitelt. Ebensowenig ist eine ausreichende Schmierung des Kurbellagers durch Anordnung von Ölfängern, wie sie in der Figur 79 dargestellt sind, zu bewirken. Eine derartige Ölzuführung kann nur stattfinden, wenn der Motor langsam läuft.

Die nebenstehende Zusammenstellung verschiedener Ausführungsarten von Pleuelstangenköpfen gibt ein recht bezeichnendes Bild dafür, wie die Ansichten der Konstrukteure verschieden sind. In sehr vielen Fällen, man beachte Figur 80 oben rechts, wird der Lagerdeckel der Pleuelstange so dünn gemacht, daß fast der ganze seitliche Druck von den Schrauben aufzunehmen ist, die, damit sie nur ja jeden Halt verlieren, der sie noch sichern könnte, zum größten Teile frei liegen.

Unter normalen Verhältnissen, wenn der Pleuelstangenkopf richtig zusammengepaßt ist und der Lagerdeckel die gehörige Stärke hat, um in sich selbst so viel Kraft zu besitzen, Durchbiegungen auszuschließen,



Figur 79. Kopf mit Ölfänger.

Figur 80.

Figur 81.

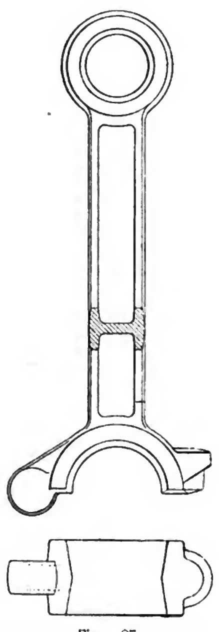
Figur 82.

Figur 83. Charnierkopf.

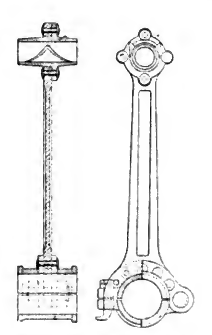
Figur 84. Figur 85.
Kolbenlager mit Anzug.

Fig. 86. Marinekopf, für Automobilmotoren unbrauchbar.

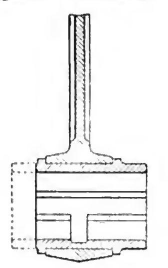
ist die Beanspruchung der Schraubenbolzen hauptsächlich auf Zug, hervorgerufen durch die Beschleunigungskräfte. Selbstverständlich tritt auch eine seitliche Beanspruchung der Schraube ein, doch ist diese nur gering zu veranschlagen, zumal wenn man den Umstand in Erwägung



Figur 87.
Pleuelstange mit Charnierkopf.



Figur 88. Zusammengesetzte Pleuelstange.



Figur 89.
Symmetrische Pleuelstange mit unsymmetrischer Buchse.

zieht, daß die Lagerschalen der Pleuelstangen dicht schließen müssen und nicht auf Anzug eingestellt werden. Häufig versieht man die Trennungsfugen des Kopfes mit einem Paßrand, was sehr zu empfehlen ist, weil dann jede seitliche Beanspruchung der Schraube so gut wie ausgeschlossen ist.

Die Amerikaner wenden sehr oft Pleuelstangen an, bei denen der Kopf charnierartig ausgebildet ist, Figuren 83 u. 87, sodaß also nur eine Schraube zur Anwendung kommt. Der deutsche Maschinenbauer wird sich für eine derartige Konstruktion mit Recht nicht erwärmen können, denn wenn sie auch bei amerikanischen Motoren in großer Zahl zur Anwendung kommt, so kann man doch noch nicht behaupten, daß sie sich gut bewährt, und unsichere Faktoren hat man im Automobilbetriebe noch genug, sodaß man, wo es möglich ist, gern eine ausschaltet.

Auch das Kolbenlager wird sehr oft von den Amerikanern auf Anzug konstruiert und kann man hier die in den Figuren 84 u. 85 dargestellten Kolbenlager als brauchbar anerkennen, obwohl ihre Anwen-stellten Kolbenlager als brauchbar anerkennen, trotzdem ihre Anwendung nicht notwendig ist, weil wir auch ohnedem in der Lage sind, die Stahlbuchse durch andere Mittel, z. B. durch warm einziehen oder verstiften, befestigen können, ohne das Gewicht unnötig zu vergrößern.

Die Nachstellbarkeit ist bei Automobilmotoren überhaupt nicht so einfach durchzuführen, als bei Dampfmaschinen, weil man nie vergessen darf, daß der Automobilmotor fast durchweg von Laien bedient und überwacht wird. Je weniger man dem Laien die Möglichkeit gibt, an den Motorteilen herumschrauben zu können, desto zuverlässiger wird der Betrieb werden.

Die Pleuelstangenköpfe werden entweder direkt mit Weißmetall ausgegossen oder sie erhalten besondere Buchsen aus Rotguß, die blank gefräst und ausgegossen werden. Die Befestigung der Buchse geschieht durch Stifte und Aussparungen, wie es z. B. in den Fig. 77 u. 78 angedeutet ist. Sehr oft läuft die untere Schale, die nur auf Zug beansprucht wird, ziemlich schmal aus, wodurch man eine gute Schmierung des Lagers erreicht, wenn dasselbe in Öl taucht.

Es ist eine übel angebrachte Sparsamkeit, die Pleuelstangenköpfe direkt, ohne Zuhilfenahme von Bronzebuchsen auszugießen, weil man dadurch die Zugänglichkeit erschwert, denn man ist imstande, die Buchsen zu entfernen, ohne die Zylinder abnehmen zu müssen oder die Welle herauszunehmen, während dieses unbedingt geschehen muß, wenn die Köpfe direkt ausgegossen sind.

Es kommt nicht allein darauf an, billig zu fabrizieren, sondern auch die Erhaltung des Fabrikats auf billige Weise möglich zu machen und namentlich bei vielen Automobilmotoren kostet bei einer Reparatur die Demontage und die Montage mehr, als der Ersatz eines defekten Teils.

Berechnung der Kurbelwellen.

Für die Abmessungen der gekröpften Kurbelwellen lassen sich ebenfalls ganz bestimmte Ableitungen aus dem Kolbendurchmesser und dem Kolbenhub geben, und die verschiedensten Untersuchungen haben als Mittelwerte, die allgemein übliche Bauart vorausgesetzt, die nachstehenden Verhältniszahlen ergeben, mit deren Hilfe es ohne weiteres möglich ist, für einen Motor die Konstruktionsverhältnisse der Welle zu finden.

Wenn man auch in vielen Fällen den hochwertigen Chrom-Nickelstahl verwendet, so kommt man doch in der Regel bei der Massenfabrikation mit einem Material geringerer Güte aus und da ohnehin wegen der sonst zu hohen Flächendrücke an den Lagerstellen die Wellen einen verhältnismäßig großen Durchmesser haben müssen, so wählt man meistens für die Kurbelwellen einen Stahl mit einer Festigkeit von 50 bis 60 kg pro qmm.

Derartige Wellen erhalten einen Durchmesser von

$$\frac{\text{Kolbendurchmesser}}{2{,}9}$$

man geht jedoch bei vierzylindrigen Motoren nicht unter 30 mm.

Der Zapfendurchmesser ist bei allen Wellen derselbe wie der Wellendurchmesser. Zweizylindrige Motoren baut man heute nur noch mit um 180 gegeneinander versetzten Kurbeln. Die Zylinder sind in der Regel paarweise zusammengegossen, und beide Kurbeln werden durch einen langen Kurbelarm miteinander verbunden. Eine Verdoppelung der Anordnung findet man bei den vierzylindrigen Motoren mit paarweis gegossenen Zylindern. Letztere Art von Kurbelwellen ist die gebräuchlichste und wird dreimal gelagert.

Die kurzen Kurbelarme haben eine Stärke von

$$\frac{\text{Kolbendurchmesser}}{5}$$

Bei den langen Kurbelarmen beträgt dagegen die Stärke

$$\frac{\text{Kolbenhub}}{5}$$

Bezeichnen wir mit D den Durchmesser der Kurbelwelle, dann ist die Breite B der Kurbelarme

$$B = D + \frac{D}{2{,}8}.$$

Untersucht man die verschiedensten Kurbelwellen der bedeutendsten Automobilfabriken des In- und Auslandes, dann wird man in mindestens 80 von 100 Fällen obige Verhältniszahlen ermitteln und bei den restlichen 20 wird man den Resultaten sehr nahe kommen.

Ausgenommen von dieser Regel sind die Rennmotoren, die weniger auf große Haltbarkeit hin konstruiert sind, oder bei denen zwecks Erreichung eines möglichst geringen Gewichtes die Kurbelwellen aus dem besten und teuersten Material hergestellt sind.

Für sechszylindrige Motoren gelten für alle Dimensionen dieselben Regeln, wobei vorausgesetzt wird, daß sich zwischen je zwei Zylindern ein Lager befindet. Es empfiehlt sich nicht, sechszylindrige Motoren mit nur dreimal gelagerter Kurbelwelle zu bauen. Man wird entweder paarweis gegossene oder einzelne Zylinder verwenden. Im ersteren Falle wird die Welle viermal und im letzteren Falle siebenmal gelagert.

Neuerdings werden die Kurbelwellen sehr oft mit großen Bohrungen versehen, die einesteils dazu dienen, um sie leicht zu machen, und andernteils den Zweck haben, das Schmieröl an die diversen Lagerstellen zu schaffen.

Es sind jedoch schon sehr viele Brüche solcher durchbohrten Kurbelwellen vorgekommen und namentlich eine bekannte französische Marke hat einen Rekord in Kurbelwellenbrüchen aufgestellt. Man wird gut tun, das Bohren übermäßig großer Hohlräume zu vermeiden. Für die Ölzirkulation genügt eine Bohrung von etwa 5 bis 6 mm vollkommen. Außerdem ist es vorzuziehen, nur die Kurbelzapfen mit kurzen Bohrungen zu versehen, denn nur das ausreichende Schmieren der Kurbellager in den Pleuelstangen bereitet Schwierigkeiten, während das der Wellenlager mit größter Sicherheit durch die Lagerbuchsen geschehen kann.

Die Lagerspuren der Kurbelwellen, die aus einem Stück gearbeitet sind, bleiben meistens naturhart, und nur zusammengesetzte Kurbelwellen erhalten gehärtete Laufflächen.

In der Regel sind die Kurbelwellen in Gleitlagern gelagert. Dieselben sind mit Weißmetall (Babitt) ausgegossen, wenn die Spuren nicht gehärtet sind, während gehärtete Wellen in Bronzebuchsen laufen. Nicht gehärtete Wellen laufen in Bronzelagern sehr leicht heiß und trocken und die Folge davon ist, daß die Buchsen fressen und leicht festbrennen.

Vereinzelt werden auch Kurbelwellen in Kugellaufringen gelagert, doch scheint sich diese Konstruktion, obwohl sie viele Vorzüge besitzt, noch nicht recht einbürgern zu wollen. Dort wo die Anordnung von Kugellagern leicht durchführbar ist, soll man ihre Anwendung in Erwägung ziehen. Namentlich bei ein- und zweizylindrigen Motoren wird man von den Kugellagern Gebrauch machen können. Für Motoren von mehr als 85 mm Bohrung wendet man jedoch fast ausschließlich

Gleitlager an. Neuerdings sind verschiedene Fabriken, die Kugellager benutzten, wieder zu Gleitlagern übergegangen.

Der Flächendruck auf die Kurbellager und die Wellenlager soll unter keinen Umständen während des Höchstdruckes 85 kg auf das qcm überschreiten. Drücke von mehr wie 100 kg pro qcm pressen bereits das Schmieröl vollständig von den Gleitflächen.

Als Druckfläche rechnet man die Projektion des Zapfens, also Durchmesser mal Länge und nicht etwa den halben Umfang mal Länge.

Der während der Explosion der Gase auftretende Höchstdruck übersteigt niemals 25 kg pro qcm Kolbenfläche. Meistens bewegt er sich zwischen 20 bis 25 kg. Mithin ist die erforderliche geringste Zapfenlänge gleich

$$\frac{\text{Kolbenfläche} \cdot 25}{\text{Wellendurchmesser} \cdot 85.}$$

I. Beispiel.

Berechnung einer Kurbelwelle für einen Motor mit paarweis gegossenen Zylindern. Bohrung 95 mm, Hub 130 mm, Abstand der Welle zwischen den Lagern 226 mm.

$$\text{Wellendurchmesser} = \frac{95}{2{,}9} = 32{,}75 \text{ mm},$$

$$\text{Stärke des kurzen Kurbelarmes} = \frac{95}{5} = 19 \text{ mm},$$

$$\text{Stärke des langen Kurbelarmes} = \frac{130}{5} = 26 \text{ mm},$$

$$\text{Breite der Kurbelarme} = 32{,}75 + \frac{32{,}75}{2{,}8} = 44{,}75 \text{ mm}.$$

Die Kolbenfläche ist 70,88 qcm, demnach ist die geringste Zapfenlänge

$$\frac{70{,}88 \cdot 25}{3{,}275 \cdot 85} = \frac{1772}{278{,}375} = 6{,}4 \text{ cm}.$$

In solchen Fällen, wo man die erforderliche Zapfenlänge nicht erreichen kann, muß man den Wellendurchmesser entsprechend stärker machen, damit der Flächendruck nicht zu groß wird.

Die einfachste Methode zur Berechnung von Kurbelwellen ist die vorstehende, komplizierter ist die nachstehend dargestellte, der die gleichen Abmessungen des Motors zugrunde gelegt sind.

II. Beispiel.

Die größte Beanspruchung der Welle auf Biegung tritt ein, wenn die Zündung im Totpunkte erfolgt, was meistens der Fall ist. Dabei beträgt der Maximaldruck fast niemals mehr wie 25 Atm. Mithin beträgt der Druck auf den Kolben von 95 mm Durchmesser 1772 kg.

Der Abstand zwischen den Lagern ist für die zweimal gekröpfte Kurbelwelle mit 22,6 cm angenommen. Der zur Verwendung kommende

Stahl soll eine Festigkeit von 60 kg pro qmm besitzen, wie im ersten Beispiel.

Wenn man mit l den Lagerabstand bezeichnet, dann ist die

$$\text{Biegungsbeanspruchung} = \frac{P \cdot l}{5},$$

also muß das Widerstandsmoment

$$\frac{1772 \cdot 22{,}6}{5} = 8009{,}4 \text{ sein.}$$

Der Sicherheit halber nehmen wir das doppelte Widerstandsmoment, also rund gerechnet 16 000 an. Die Festigkeit des Stahls beträgt 6000 kg pro qcm, dann ist der Durchmesser D der Kurbelwelle

$$D = \frac{1}{10} d^3 \cdot 6000 = 16000,$$

folglich ist

$$d^3 = \frac{16000}{600} = 26{,}6,$$

also ist

$$D = \sqrt[3]{26{,}6} \sim 3 \text{ cm.}$$

Wird dagegen die Festigkeit des Stahles mit 50 kg pro qmm in die Rechnung gesetzt, dann ist der Durchmesser gleich

$$D = \frac{1}{10} d^3 \cdot 5000 = 16000,$$

$$d^3 = \frac{16000}{500} = 32,$$

$$D = 32 \sim 3{,}2 \text{ cm.}$$

Diese beiden Ergebnisse weichen nur sehr wenig von dem des ersten Beispieles ab.

Für die Konstruktion der üblichen Motorengrößen für Tourenwagen und Lastwagen sowie Boote wird man ohne weiteres die Werte des Beispiels I mit genügender Sicherheit in die Rechnung stellen können. Der mitunter erforderliche kurze Bau des Motors läßt aber, wie bereits erwähnt, es oft nicht zu, die sich nach der Berechnung ergebende dünnere Kurbelwelle anzuwenden, weil der Flächendruck zwischen Kurbelzapfen und Pleuelstangenlager nicht über 85 kg betragen soll.

Ingenieur P. M. Heldt hat Untersuchungen an Kurbelwellen amerikanischer Automobilmotoren angestellt und die folgenden Verhältniszahlen gefunden. Die Abmessungen der danach konstruierten Wellen werden aber viel zu groß. Da die amerikanischen Automobilmotoren noch lange nicht so weit vorgeschritten sind, als zurzeit die deutschen und französischen, so wird man auch nicht die Kurbelwellen amerikanischer Motoren als Muster heranziehen können. Immerhin verdient das Bestreben Heldt's, Grundregeln für die Berechnung der Wellen zu finden, größte Beachtung.

d = Durchmesser des Kurbelzapfens,
l = Länge des Kurbelzapfens,
d_1 = Durchmesser der Kurbelwelle,
l_1 = Gesamtlänge der Kurbelwellen,
w = Breite des Kurbelarmes (kurzer Arm),
f = Stärke des Kurbelarmes (kurzer Arm),
w_1 und f_1 dasselbe aber für den längeren oder mittleren Arm,
c = Zylinderbohrung,
s = Kolbenhub.

Wie die Untersuchungen ergeben haben, ist das Durchschnittsverhältnis von Länge zu Durchmesser der Kurbelzapfen bei 3 Lagern 1,63, bei 5 Lagern aber nur 1,36.

Da der Biegungswiderstand der Kurbelwelle proportional dem Explosionsdruck auf die Kolbenfläche sein muß, so erhalten wir die Gleichung

$$\frac{d^2 \cdot S}{l} = a \cdot P,$$

$$a = \frac{d^2 \cdot S}{l \cdot P},$$

a = 32 für 3 mal gelagerte Wellen und
a = 35,3 für die 5 mal gelagerten Wellen.

Der maximale Flächendruck zwischen Kurbelzapfen und Kurbellager ist bei Wellen mit 3 Lagern 83,3 kg pro qcm, während er bei Wellen mit 5 Lagern 107,5 kg ist.

Wir haben zwei Gleichungen für Kurbelwellen, eine drückt die Fläche des Kurbelzapfenlagers aus und die andere die Widerstandsfähigkeit gegen das Biegen, sie lauten, für 3 mal gelagerte Wellen

$$P = 84{,}3 \cdot l \cdot d \text{ und}$$

$$32 \cdot P = \frac{d^3 \cdot S}{l},$$

durch Multiplikation beider Gleichungen miteinander erhält man

$$32\, P^2 = 84{,}3\; d^4\, S$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{P^2}{2{,}6\, S}}.$$

Für die Berechnung der Wellen kommt ferner die Zugfestigkeit S des Materials in Betracht, sodaß

$$d_1 = n_1 \sqrt[3]{\frac{s \cdot P}{S}} \text{ und}$$

$$n_1 = \sqrt[3]{\frac{s \cdot P}{S}} \text{ ist.}$$

Vergleiche mit den Durchschnittswerten haben ergeben, daß

$$n_1 = 2{,}59 \text{ ist.}$$

Da man das Biegungsmoment infolge Drehung in Betracht ziehen muß, so ist

$$md_1^3 = w^2 t,$$

$$m = \frac{w^2 t}{d_1^2}.$$

Der Wert m wird mit 0,957 angegeben, $w = 1{,}32 \cdot d_1$.

Der Durchschnittswert von m_1 ist mit 0,534 angegeben.

Die Entfernung von Mitte bis Mitte Zylinder betrug in der Regel 1,5 Bohrung.

Heldt gibt für die Berechnung der Kurbelwellen folgende Formeln an

Dreimal gelagerte Welle.

Kurbelzapfendurchmesser $d = \sqrt[4]{\frac{P^2}{2{,}6\,S}}$

Länge des Kurbelzapfens $l = \frac{P}{84{,}3 \cdot d}$

Durchmesser der Kurbelwelle $d_1 = 2{,}6 \sqrt[3]{\frac{s \cdot P}{S}}$

Gesamtlänge der Kurbelwelle $l_1 = 6{,}6 \cdot d_1$

Breite des kurzen Kurbelarmes $w = 1 \cdot 32 \cdot d_1$

Stärke des kurzen Kurbelarmes $t = \frac{0{,}957\, d_1^3}{w^2}$

Stärke des langen Kurbelarmes $t_1 = \sqrt[2]{\frac{0{,}534 \cdot d^3}{w}}$

Breite des langen Kurbelarmes $w = 1 \cdot 32 \cdot d$

Entfernung zwischen den Mitten eines äußeren Kurbelzapfenpaares

$$f = 1{,}05 \cdot b$$

Entfernung zwischen den Mitten der inneren Kurbelzapfen

$$f_1 = 1{,}75 \cdot b.$$

Fünfmal gelagerte Welle.

Kurbelzapfendurchmesser $d = \sqrt[4]{\frac{P^2}{3 \cdot S}}$

Länge des Kurbelzapfens $l = \frac{P}{107{,}5 \cdot d}$

Durchmesser der Kurbelwelle $d_1 = 2{,}6 \sqrt[3]{\frac{s \cdot P}{S}}$

Gesamtlänge der Kurbelwelle $l_1 = 9{,}25 \cdot d_1$

Breite der Kurbelarme $w = 1{,}32 \cdot d_1$

Stärke der Kurbelarme $t = \frac{0{,}957\, d_1^3}{w^2}$

Entfernung der Mitten der Kurbelzapfen $f = 1{,}5 \cdot b$

Um diese Formeln praktisch zu verwenden, berechnet Heldt die Abmessungen einer dreimal gelagerten Kurbelwelle bei 101,60×114,30 mm Bohrung und Hub, und einer fünfmal gelagerten bei 127×139,70 mm Bohrung und Hub.

Die Zugfestigkeit des Materials beträgt 6200 kg pro qcm.

Der Explosionsdruck wird für beide Motorengrößen mit 21,9 kg auf das qcm angegeben. Hiernach beträgt der Druck auf die Kolbenfläche im ersten Falle 1774 kg. Folglich erhält die Welle folgende Dimensionen

Kurbelzapfendurchmesser $= \sqrt[4]{\frac{1774^2}{2{,}6 \cdot 6200}} = 3{,}74$ cm ∼ 38 mm

Länge des Kurbelzapfens $= \frac{1774}{84{,}3 \cdot 3{,}74} = 5{,}63$ cm ∼ 56 mm

Kurbelzapfendurchmesser $= 2{,}6 \sqrt[3]{\frac{11{,}43 \cdot 1774}{6200}} = 3{,}85$ cm ∼ 39 mm

Länge der Kurbelwelle von Mitte bis Mitte Lager $= 6{,}6 \cdot 3{,}85 = 25{,}4$ cm = 254 mm

Breite der kurzen Kurbelarme $= 1{,}32 \cdot 3{,}85 = 5{,}08$ cm ∼ 51 mm

Stärke der kurzen Kurbelarme $= \frac{0{,}957 \cdot 3{,}85^3}{5{,}08^2} = 2{,}12$ cm ∼ 21 mm

Breite des langen Kurbelarmes $= 1{,}32 \cdot 3{,}85 = 5{,}08$ cm ∼ 51 mm

Stärke des langen Kurbelarmes $= \sqrt[2]{\frac{0{,}534 \cdot 3{,}74^3}{5{,}08}} = 2{,}34$ cm ∼ 23 mm

Entfernung zwischen den Mitten eines äußeren Kurbelzapfenpaares
$= 1{,}05 \cdot 101{,}60 = 106{,}68$ mm

Entfernung zwischen den Mitten der inneren Kurbelzapfen
$= 1{,}75 \cdot 101{,}60 = 177{,}8$ mm.

Bei dem größeren Motor erhält die fünfmal gekröpfte Welle, bei einem Druck von 2750 kg auf die Kolbenfläche, nachstehende Dimensionen

Kurbelzapfendurchmesser $= \sqrt[4]{\frac{2750^2}{3 \cdot 62}} = 4{,}49$ cm ∼ 45 mm.

Länge des Kurbelzapfens $= \frac{2750}{107{,}5 \cdot 4{,}49} = 5{,}7$ cm = 57 mm.

Kurbelwellendurchmesser $= 2{,}6 \sqrt[3]{\frac{13{,}79 \cdot 2750}{62}} = 4{,}69$ cm ∼ 47 mm.

Gesamtlänge der Kurbelwelle von Mitte bis Mitte Lager
$= 9{,}25 \cdot 4{,}69 = 43{,}4$ cm = 434 mm

Breite der Kurbelarme $= 1{,}32 \cdot 4{,}69 = 6{,}19$ cm = 62 mm.

Stärke der Kurbelarme $= \frac{0{,}957 \cdot 4{,}69^3}{6{,}2^2} = 2{,}56$ cm ∼ 26 mm.

Entfernung zwischen den Mitten der Kurbelzapfen $= 1{,}5 \cdot 127 = 190{,}5$ mm.

Auffallend ist bei der letzteren Welle der äußerst hohe Zapfendruck von 107,5 kg, der sich durch Auseinanderrücken der einzelnen Zylinder wesentlich verkleinern läßt. Im übrigen sei noch bemerkt, daß das tadellose Laufen einer fünfmal gelagerten Welle schwer zu erreichen ist. Ferner neigen bei solchen Wellen die Lagerzapfen sehr zum Heißlaufen und sind schwierig einzuschaben, weshalb man ihre Benutzung möglichst vermeiden soll.

Als Ausführungsbeispiele werden die nachstehenden Daten über Kurbelwellen gegeben. Die großen Zapfendurchmesser lassen auf eine Verwendung minderwertigen Materials schließen. Hierzu sei bemerkt, daß man in Amerika die Kurbelwellen schon vielfach im Gesenk schmiedet und das Material für derartige geschlagene Wellen kann nur ein verhältnismäßig weiches sein. Außerdem muß berücksichtigt werden, daß das Material durch die vielen Glühprozesse wie sie zum Schlagen notwendig sind, nicht besser wird.

Dimensionen amerikanischer Kurbelwellen vierzylindriger Motoren.

3mal gelagerte Kurbelwellen.

Bohrung / Hub	Wellen-durch-messer	Zapfen-durch-messer	Zapfen-länge	Entfernung zw. den Lagern	Stärke des kurzen Kurbel-armes	Stärke des langen Kurbel-armes
88,90 / 101,60	38,10	38,10	57,15	222,25	15,97	19,05
101,60 / 114,30	38,10	38,10	45,21	212,60	19,05	17,78
103,18 / 130,17	39,00	39,00	69,81	282,57	14,97	20,32
107,95 / 127,00	39,00	39,00	57,15	295,27	22,22	23,62
107,95 / 127,00	38,10	38,10	63,50	279,40	25,40	26,16
107,95 / 120,65	39,62	39,62	63,50	244,47	25,40	28,57
116,84 / 142,24	46,49	44,45	79,37	304,80	29,97	20,32
123,82 / 127,00	44,45	42,67	69,81	273,05	26,97	33,27
127,00 / 127,00	44,45	39,00	88,90	340,36	20,32	22,86

5 mal gelagerte Kurbelwellen.

Bohrung / Hub	Wellen-durchmesser	Zapfen-durchmesser	Zapfen-länge	Entfernung zw. den Lagern	Stärke des Kurbel-armes
101,60 / 114,30	31,75	31,75	44,45	311,15	22,22
101,60 / 127,00	39,00	39,00	57,15	355.60	22,2
117.74 / 127,00	44,45	44,45	57,15	431.80	23,62
127,00 / 139.70	50.80	46,49	66,67	406,40	23,62

Das Endlager der Welle, welches sich an der Schwungradseite befindet, muß man möglichst lang machen, weil das mitunter recht beträchtliche Gewicht des Schwungrades den Flächendruck bedeutend beeinflußt.

Die Befestigung des Schwungrades geschieht entweder durch Mutterschrauben am Flansch oder durch einen Konus mit Nut und Feder, mit Gegenmutter. Die Befestigung am Flansch ist noch die gebräuchlichste. Für die Massenfabrikation wird man indessen lieber die Befestigung mit Konus wählen, da diese bei richtiger Länge des Konus ebensogut als die Flanschbefestigung ist.

Wellen, bei denen der Flansch ausgestaucht ist, werden jedoch sehr kostspielig und man bemerkt daher schon weit mehr wie vor einigen Jahren die Befestigung des Schwungrades mittelst Konus mit Feder und Nut.

Der Flanschdurchmesser richtet sich nach der Größe des Motors und des Schwungrades, er beträgt ungefähr das 3 bis 4 fache des Wellendurchmesser. Meist geht der Durchmesser des Flanschen nicht über 130 mm. Stärke des Flanschen ca. 7 bis 13 mm. Befestigung des Schwungrades durch 6 Mutterschrauben von 3/8″ oder 1/2″ Stärke.

Besonders für die Massenfabrikation von billigen Motoren sind die zusammengesetzten Kurbelwellen geeignet, wie sie für ein- und zweizylindrige Motoren der Fahrräder in großen Massen angewendet werden. Vielfach findet man schon heute in größeren vier- und sechszylindrigen Motoren solche zusammengesetzten Kurbelwellen in einigen bekannten französischen Motoren und auch in Deutschland gehen einige der größten Fabriken mit der Absicht um, die zusammengesetzte Kurbelwelle zu verwenden, was aus den diversen Gebrauchsmuster-Anmeldungen hervorgeht.

Die zusammengesetzte Kurbelwelle hat den Vorteil, daß man ihre Einzelteile auf kleineren, meistens sogar automatisch arbeitenden Drehbänken herstellen, und daß man die Spurzapfen mit einer glasharten Oberfläche versehen kann. Systematisch durchgeführt läßt sich

7

die Bearbeitung einer solchen Welle bezw. ihrer Teile durch Arbeiter vornehmen, die billiger sind, als solche, die man für die Fabrikation von geschmiedeten Wellen benötigt. Ferner ist man nicht so sehr von den Lieferanten abhängig, die mitunter für geschmiedete Kurbelwellen Lieferzeiten beanspruchen müssen, die unter Umständen die ganze Fabrikation in Frage stellen.

Für die Abmessungen der Wellenzapfen gelten dieselben Regeln, wie bei geschmiedeten Wellen. Die Kurbelarme werden aus Gußeisen guter harter Qualität und als Scheiben hergestellt, erhalten aber eine Stärke vom Durchmesser der Welle. An der Stelle, wo der Konus der Welle eingesetzt ist, versieht man die Kurbelscheiben mit Putzen, damit der Konus auf eine Länge von ungefähr $1^1/_2$ mal Wellenstärke umfaßt wird. Der Konus muß weich bleiben, damit er sich besser festsaugt und erhält eine Feder, auf die die Kurbelscheibe mit ihrer Nut gezogen wird. Anzug geschieht durch Mutter mit feinem Gewinde.

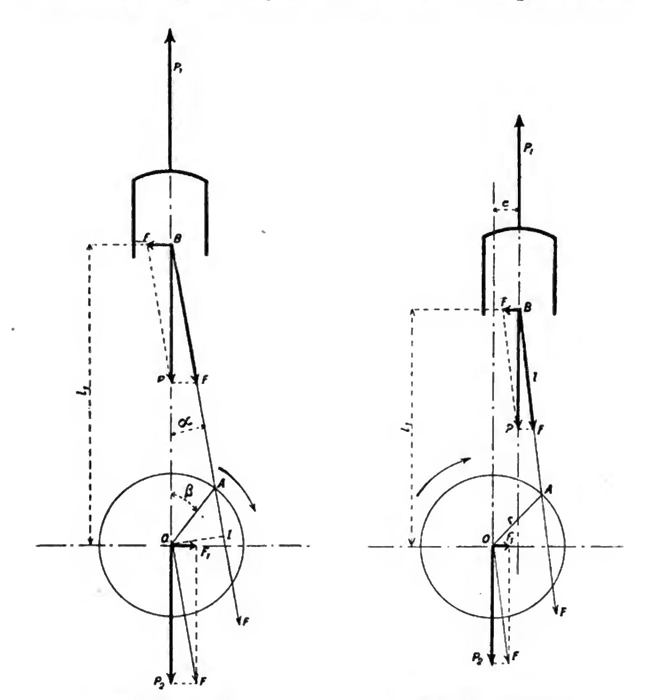
Kurbelwellen für ein-, zwei- und dreizylindrige Motoren müssen mit Gegengewichten versehen sein. Diese Gegengewichte werden im Kurbelkreis angebracht und müssen so schwer sein, daß sie außer dem Gewicht der Kurbel mit Zapfen dem Gewicht von Kolben plus 1/3 Pleuelstangengewicht die Wage halten. Bei zwei- und dreizylindrigen Motoren verringert man dadurch die freien Momente, die das Bestreben haben, den Motor zu kippen.

Kurbelwellen dreizylindriger Motoren sollen dreimal gelagert werden. Zweimalige Lagerung ist nicht zu empfehlen, weil dann die Welle zu stark auf Biegung beansprucht wird und einen zu großen Durchmesser erhält, wenn sie ausreichend stark konstruiert werden soll. Auch ist der Bau von dreizylindrigen Motoren nicht zu empfehlen, weil solcher Motor in der Fabrikation mindestens ebenso teuer wird, als ein vierzylindriger.

Die einseitige Lagerung der Kurbelwelle.

In neuerer Zeit ordnen verschiedene Konstrukteure die Kurbelwelle so an, daß sie seitlich von der Zylindermitte gelagert ist. Diese Lagerung bezeichnet man mit „desaxial", im Gegensatz zu der in der Mitte liegenden „axialen" Anordnung. Eine übermäßige Reklame, welche diese neue Richtung einleitete, war jedenfalls die Veranlassung, daß man den Wert der desaxialen Lagerung der Kurbelwelle weit überschätzte. Vor allen Dingen führte man an, daß der Motor bei gleichem Benzinverbrauch mehr leistet und erschütterungsfreier läuft, wenn die Welle desaxial angeordnet ist. Durch diese widersinnige Behauptung hat sich mancher täuschen lassen.

Für uns handelt es sich darum, zu untersuchen, ob die desaxiale Anordnung Vorteile bietet oder nicht und welcher Art dieselben sind. Zu diesem Zweck müssen wir beide Konstruktionen gegenüberstellen und wollen wir zunächst die gebräuchliche axiale Anordnung betrachten.

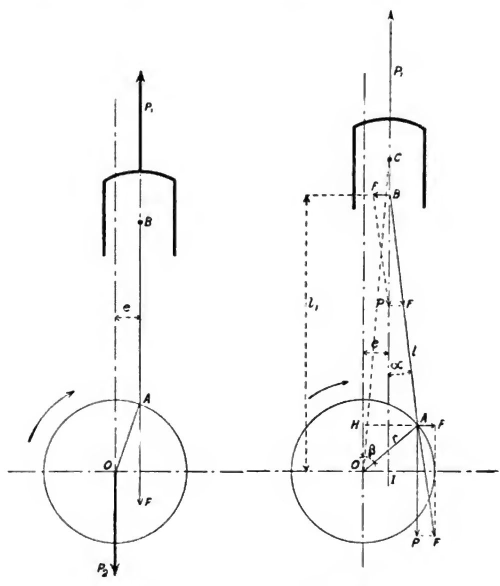


Figur 90. Axial.

Figur 91. Desaxial.

Der Verlauf der Kräfte sehen wir aus obenstehenden Zeichnungen und zwar stellt die Figur 90 die axiale Anordnung dar. Die vier Kolbenhube, aus denen sich das Arbeitsspiel des Viertaktmotors zusammensetzt, finden bekanntlich unter sehr verschiedenen Druckverhältnissen statt. Drückt auf den Kolben eine Kraft BP, dann drückt in entgegengesetzter Richtung gegen den Zylinderboden eine Kraft P_1. Solange der Kolben auf seinem Totpunkte steht, wird sich die Kraft BP in senk-

rechter Richtung fortpflanzen. Sobald aber eine Winkelverschiebung der Kurbel OA stattfindet, kann die Kraft BP durch ihre Komponenten Bf und BF zerlegt werden. Davon wirkt Bf senkrecht zur Zylinderwand, während BF in der Richtung der Pleuelstange wirkt. Letztere kann durch eine gleiche Kraft OF, die in der Kurbelwelle wirkt, ersetzt werden. Wir haben somit ein Kräftepaar von einem Moment von OF und OI, das in der Ebene der Kräfte AF und OF liegt.

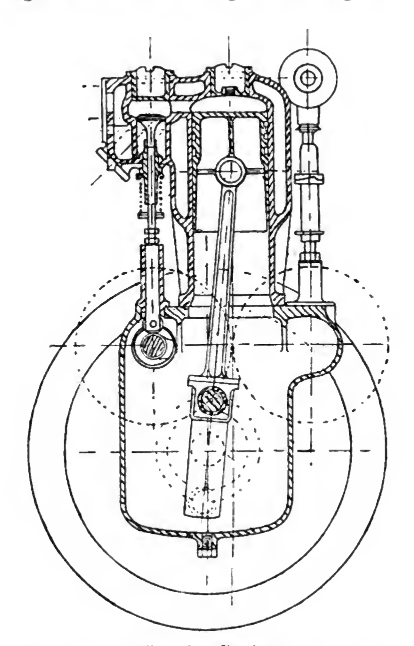


Figur 92. Figur 93.

Die Kraft OF zerlegt sich nach zwei Richtungen OF_1 und OP_2, wodurch zwei kongruente Dreiecke BPF und OP_2F entstehen. Dadurch ist der ganze Block, der sich aus dem Zylinder und dem Gehäuse zusammensetzt, zwei Kräften OP_2 und P_1 unterworfen, die sich aufheben und ein Moment Bf . BO bilden, dessen Bestreben ist, den Motor im umgekehrten Sinne wie die Kurbelwelle zu drehen.

Betrachten wir dagegen den Motor mit desaxialer Kurbelwelle, Figur 91, dann erkennen wir, daß die Reaktionskraft, welche sich in

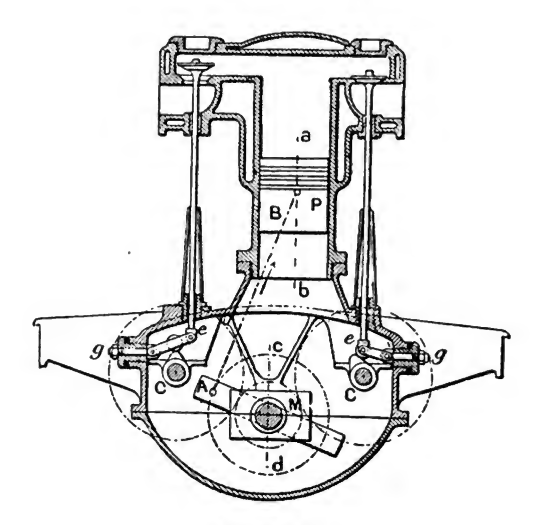
einem Druck des Kolbens gegen die Zylinderwand äußert, kleiner geworden ist, als bei der axialen Anordnung. Das ist der Zweck, den man erreichen will. Es ist erwiesen, daß die Zylinder vertikaler Motoren ebenso mit der Zeit oval auslaufen, wie die horizontaler Motoren, und dieses einseitige Auslaufen ist eine Folge des einseitigen Kolbendruckes.



Figur 94. Brasier.
Unnötige Vergrösserung der ungekühlten Zylinderoberfläche. Einzigster Motor, dessen Pleuelstange mit Marinekopf ausgeführt ist.

Um bei liegenden Motoren eine Besserung zu erzielen, weil meistens das Gewicht des Kolbens noch den einseitigen Druck verstärkt, läßt man vorteilhafter bei diesen die Kurbelwelle von rechts nach links, also entgegen der Uhrzeigerbewegung, umlaufen, sodaß also die Kurbel während des Arbeitshubes in der unteren Hälfte der Rotationsebene läuft.

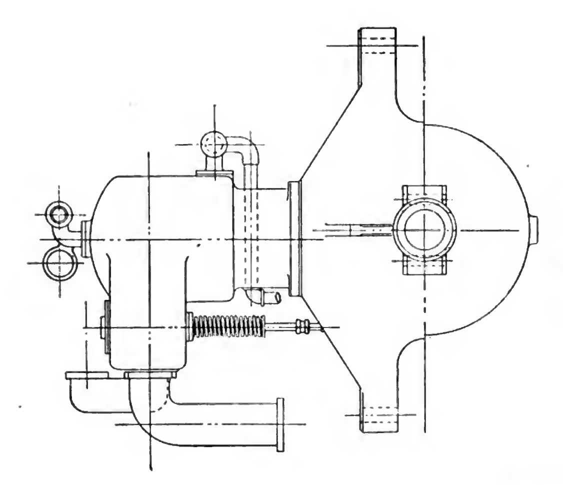
Bei den vertikalen Automobilmotoren, die in der Richtung des Uhrzeigers umlaufen, wird sich daher die Zylinderbohrung an der linken Seite schneller auslaufen, als an der rechten und deshalb ist es vorteilhafter, die Kurbelwelle desaxial einzusetzen. Verringern wir auf der linken Seite das Moment, dann vergrößern wir dasselbe auf der



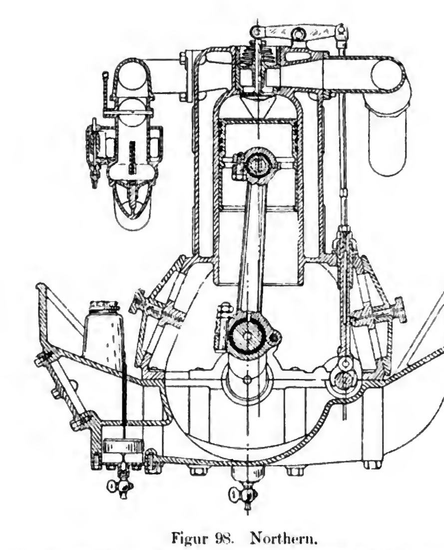
Figur 95. Mors.

rechten Seite und zwar wird sich in dieser Stellung die größte Beanspruchung der Zylinderwand während des Kompressionshubes an der rechten Seite bemerkbar machen. Wir sind daher durch die desaxiale Anordnung in der Lage, eine etwas bessere Verteilung des Kolbendruckes auf die einander gegenüberliegenden Zylinderwände auszuführen. Verschiedene desaxiale Anordnungen zeigen die folgenden Zeichnungen, sowie das Ausführungsbeispiel II.

Figur 97. Thomas.

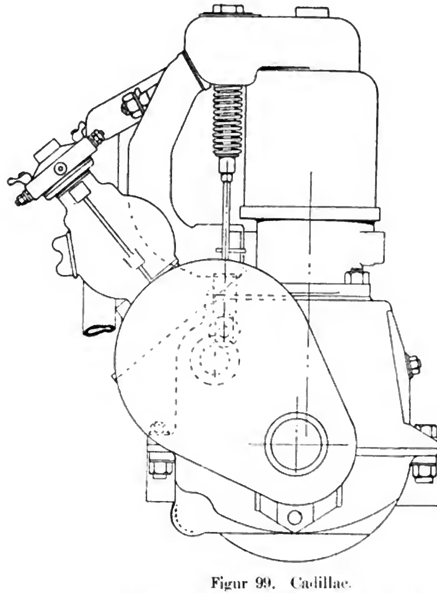


Figur 96. Dolson.



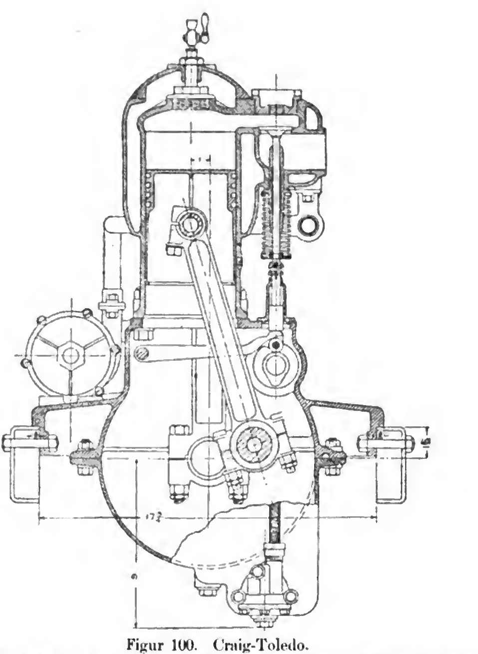
Figur 98. Northern.

Das Schmieröl wird durch einen Schwimmer auf konstantem Niveau gehalten. Die Ventil- und Schwimmernadel dient gleichzeitig zur Kontrolle des Ölstandes.



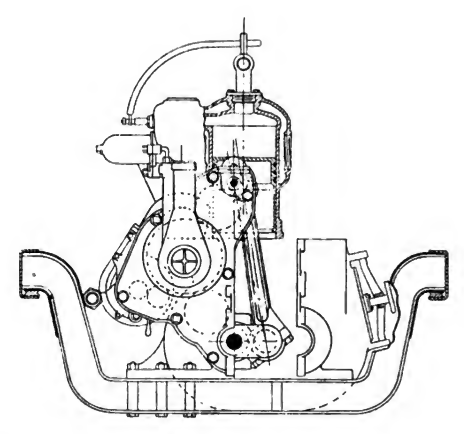
Figur 99. Cadillac.

Aufgesetzter Ventilkopf. Nicht zu empfehlen.



Figur 100. Craig-Toledo.

Bei diesem Motor fällt der lange Schlepphebel für die Stösselbewegung besonders auf. Der Antrieb der Ölpumpe ist ähnlich wie bei Dion-Bouton durchgeführt. Die Kurbelwelle ist an der oberen Gehäusehälfte gelagert.



Figur 101. Winton.

Seitlich geteiltes Kurbelgehäuse.

Die Berechnung der Zahnräder.

Die Zahnräder, welche man bei Automobilmotoren für die Steuerung benutzt, werden nur sehr gering beansprucht. Sie sind fast ausnahmslos mit der in neuerer Zeit so sehr in Aufnahme gekommenen Modulteilung, die im allgemeinen Maschinenbau noch nicht genügend bekannt ist, versehen. Bei der Modulteilung, nach der man die Dimensionen der Zahnradkörper am einfachsten berechnen kann, bedeutet „Modul“ ein Teil oder das Mehrfache von π, danach bedeutet Modul 1/2 = Teilung von Mitte Zahn bis Mitte Zahn 1,57 mm, Modul 1 = Teilung 3,14 mm, Modul 2 = 6,28 mm usw.

Für die Steuerräder von Fahrradmotoren verwendet man in der Regel Zahnräder mit Modul 1 1/2, während man für größere Motoren Modul 2 bis 3 benutzt. Die Breite der Zähne ist in der Regel 8 bis 10 mal Modul. Die Zahnhöhe ist 2 1/6 mal Modul. Will man den Durchmesser eines Zahnrades mit Modulteilung berechnen, dann multipliziert man die Anzahl der Zähne plus 2 mit dem Modul. Der Teilkreisdurchmesser ist gleich Anzahl der Zähne mal Modul und der Abstand der Mitten zweier Zahnräder ist gleich

$$\frac{\text{Anzahl der Zähne beider Zahnräder} \cdot \text{Modul}}{2}$$

Als Erläuterung mögen nachstehende Beispiele dienen:

Durchmesser eines Zahnrades mit 25 Zähnen Modul 3 =

$$25 + 2 . 3 = 81 \text{ mm}$$

Teilkreisdurchmesser = 25 . 3 = 75 mm

Zahnhöhe 2,16 . 3 = 6,48 mm

Mittenentfernung zweier Zahnräder von 25 und 30 Zähnen =

$$\frac{25+30 \cdot 3}{2} = 82{,}5 \text{ mm}$$

Die Zahnräder bestehen meistens aus Stahl, doch genügt auch Bronze und Gußeisen. Sehr oft fertigt man, wenn zwei Zahnräder durch ein drittes angetrieben werden sollen, das Übertragungszahnrad aus Vulkanfibre an, letztere wird in zwei Farben, rot und weiß, geliefert, wovon die weiße den Vorzug verdient. Nicht empfehlenswert!

Zwischenräder aus Rohhaut haben sich nicht bewährt, weil solche nicht mit Schmieröl in Berührung kommen dürfen.

Es empfiehlt sich, Steuerräder recht kurz zu lagern, damit dieselben gleichmäßig arbeiten. Läßt man zwischen Zahnrad und Lager zuviel Abstand, dann erzeugen die kämmenden Räder ein knurrendes Geräusch.

Für gute Einkapselung und Schmierung der Zahnräder muß gesorgt werden, Schmierung mit konsistentem Fett ist zu verwerfen.

Das Schwungrad.

Alle Explosionsmotoren verlangen große Schwungräder, um die Gleichförmigkeit des Ganges zu erreichen. Das Schwunggewicht soll so groß sein, daß es imstande ist, bei normaler Tourenzahl mindestens die vom Motor entwickelte Kraft aufzunehmen.

Die Berechnung des Schwungrades erfolgt nach der Formel

$$L = \frac{G \cdot v^2}{2g}.$$

In dieser Formel ist

L die aufgespeicherte lebendige Kraft,

G das Gewicht des Schwungradkranzes plus 1/3 Speichengewicht,

v die mittlere Umfangsgeschwindigkeit in m pro Sekunde

g die Erdbeschleunigung (Acceleration) = 9,81

Beispiel:

Tourenzahl 1500 pro Minute,

Kranzgewicht 18 kg,

Speichengewicht 4 kg,

Kranzhöhe 30 mm,

Durchmesser 350 mm.

Schwungräder für Automobilmotoren werden sehr oft auch als Scheibenräder ausgeführt und erfolgt die Berechnung der inneren dünnen Scheibe, die den Kranz mit der Nabe verbindet, ebenso, als ob es Speichen wären. Das in die Rechnung zu stellende Schwungradgewicht beträgt also

$$18 + 1,3 = 19,3 \text{ kg}$$

Der mittlere Durchmesser des Schwungrades ist gleich

Durchmesser — Kranzhöhe

also

$$350 - 30 = 320 \text{ mm}$$

Bei 1500 Touren pro Minute beträgt die mittlere Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{1500 \cdot 0,32 \cdot 3,14}{60} = 25,12 \text{ msek}$$

Demnach ist das Schwungrad imstande, eine lebendige Kraft von

$$\frac{19.3 \cdot 25,12^2}{19,62} = 620,72 \text{ mkg}$$

aufzuspeichern.

Dividieren wir diese Zahl durch 75, da 75 mkgsek. gleich dem Effekt 1 PS sind, dann finden wir, daß das Schwungrad für einen Motor von

$$\frac{620.72}{75} = 8{,}276 \text{ PS}$$

ausreichend ist.

Sehr oft kommt es aber vor, daß der Motor nicht mit seiner Maximaltourenzahl läuft und da die Leistung des Motors bis zu seiner normalen Tourenzahl ziemlich proportional der Tourenzahl ist, so wird der Motor, der bei 1500 Touren 8,276 PS leistet, bei 500 Touren nur 2,758 PS. leisten, dann wird aber das Schwungrad nur eine lebendige Kraft von

$$v = \frac{500 \cdot 0{,}32 \cdot 3{,}14}{60} = 8{,}37 \text{ msek.}$$

$$L = \frac{19{,}3 \cdot 8{,}37^2}{19{,}62} = 68{,}4 \text{ mkg}$$

aufnehmen können, statt

$$2{,}758 \cdot 75 = 206{,}85 \text{ mkg,}$$

mithin müßte das Schwungrad

$$G = \frac{2\,g \cdot L}{v^2} = \frac{19{,}62 \cdot 206{,}85}{70} = 57{,}97 \text{ kg}$$

wiegen.

Ein so schweres Schwungrad wird man aber nicht für einen solch kleinen Motor anwenden, und man muß daher den Durchmesser möglichst groß machen, weil das Gewicht nur einfach rechnet, während die Umfangsgeschwindigkeit ins Quadrat erhoben wird. Aus diesem Grunde wird man auch die Wahrnehmung machen können, daß die Schwungräder der Motoren in den letzten Jahren bedeutend größer geworden sind. In unserem Falle müßte daher das Schwungrad, wenn wir das anfängliche Gewicht von 19,3 kg beibehalten wollen, einen Durchmesser von

$$D = \sqrt{\frac{19{,}62 \cdot 206{,}85}{19{,}3}} \cdot \frac{60}{500 \cdot 3{,}14} = 0{,}555 \text{ m}$$

besitzen.

Aus diesem Beispiel geht sehr deutlich die Überlegenheit des großen Schwungrades hervor. Man kommt selbstverständlich auch mit einem kleineren Schwungrade aus, weil in dem fahrenden Wagen selbst sehr viel lebendige Kraft aufgespeichert ist, die dem Motor, wenn seine Leistung z. B. durch das Versagen eines Zylinders plötzlich nachgelassen haben sollte, zu gute kommt. Man lasse sich aber niemals verleiten, das Schwungrad klein und leicht zu machen, denn es ist längst durch die Praxis erwiesen, daß ein großes schweres Schwungrad auch für den Automobilmotor notwendig ist, ganz gleich, ob der Motor einen oder mehrere Zylinder besitzt.

Der Einbau des Motors im Wagen läßt sehr oft ein Schwungrad von erwünschten Dimensionen nicht zu, weil man den nötigen Abstand vom Erdboden einhalten muß. Es ist also gewissermaßen der Durchmesser des Schwungrades abhängig vom Durchmesser der Wagenräder, zumal wenn der Wagen mit Kardanantrieb gebaut werden soll, wobei dann der direkte Eingriff bei der großen Geschwindigkeit gewählt wird.

Bei kleinen Wagen befindet sich die Mitte der Motorenwelle im Ruhezustande etwa 50 mm höher als die Mitte der Hinterradachse, während bei großen Wagen dieser Abstand 70 bis 100 mm beträgt.

Nimmt man für kleine Wagen einen Raddurchmesser von 700 mm an, dann wird man von Mitte Motorwelle bis zur Fahrbahn einen Abstand von 400 mm zur Verfügung haben. Sobald der Wagen auf schlechtes Straßenpflaster kommt, treten oft Schwingungen auf, welche die Vorderfedern 50 mm nach oben und nach unten spielen lassen. Ferner ist zu beachten, daß wir einen Abstand der niedrigsten Punkte des Automobils vom Erdboden in einer Höhe von ca. 18 cm innehalten müssen. Mithin darf am Motor nach unten kein Teil mehr wie 170 mm, vom Mittelpunkt der Welle abgemessen, vorstehen. Bei freistehendem Schwungrade würden wir also in diesem Falle demselben einen Durchmesser von 340 mm geben können. Bei großen Wagen ist der Raddurchmesser sehr oft über 900 mm, sodaß das Schwungrad bedeutend größer sein kann und es wird in der Regel bei Tourenwagen mit einem Durchmesser von ca. 400 mm angeordnet. Man wird deshalb den Kranz recht breit machen, damit das Schwunggewicht soweit wie möglich an der Peripherie liegt.

Bei Rennwagen wird das Schwungrad größer gemacht, weil keine Gefahr vorliegt, daß dasselbe auf der Rennstrecke auf Hindernisse stößt.

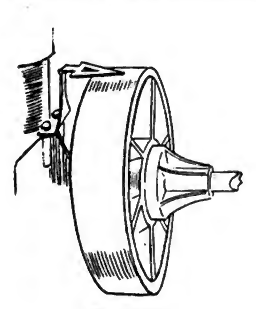
Das Material für die Schwungräder ist bestes Gußeisen, doch darf dann die Umfangsgeschwindigkeit von 35 m in der Sekunde nicht überschritten werden, um ein Zerspringen mit Sicherheit zu verhüten. Man bemerkt daher sehr oft bei schnellaufenden Motoren und namentlich bei solchen, bei denen die Tourenzahl nicht durch einen automatischen Regulator beeinflußt wird, Schwungräder aus Stahlguß. Will man aus Sparsamkeitsrücksichten gußeiserne Schwungräder mit höherer Umfangsgeschwindigkeit als 35 m pro Sekunde verwenden, dann empfiehlt es sich, dieselben mit einer Bandage zu versehen. Zu diesem Zwecke wird aus Schmiedeeisen ein Ring geschweißt, der die Breite des Schwungrades besitzt. Derselbe wird sauber ausgedreht und warm auf das ebenfalls sauber gedrehte Schwungrad aufgezogen. Ein solcher Schrumpfring von einer Stärke von etwa 10 mm genügt vollständig, um ein gußeisernes Schwungrad mit bedeutend höherer Umfangsgeschwindigkeit laufen zu lassen. Selbstverständlich muß das Schwungrad an sämtlichen Stellen abgedreht sein und ist genau zu untersuchen, ob sein Schwerpunkt in der Mitte liegt, was bei dichtem Guß als

selbstverständlich vorausgesetzt werden kann. Sehr oft werden die Schwungräder mit Ventilatorspeichen versehen, diese müssen dann so gerichtet sein, daß die Luft aus der Haube gesaugt wird.

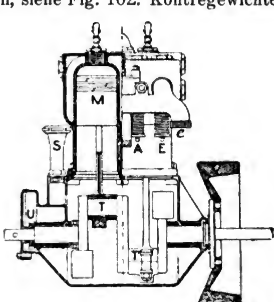
Die Befestigung des Schwungrades geschieht in der Regel an einem Flansch, der an der Kurbelwelle vorhanden ist, doch kann man ebensogut das Schwungrad auf Konus und Keil befestigen, wenn man die Nabe kräftig genug ausbildet, um ein Abreißen derselben zu verhindern.

Ein anderes Hilfsmittel zur Befestigung des Schwungrades am Flansch kann man anwenden, indem man den Flansch mit einer Nabe aus Stahl für sich dreht und mit Konus und Keil aufzieht. Ein solcher Flansch leistet dieselben Dienste, als wenn er mit der Kurbelwelle aus einem Stück besteht.

Neuerdings markiert man auf dem Umfang des Schwungrades die Öffnungs- und Schließpunkte der verschiedenen Ventile, um eine genaue Einstellung derselben jederzeit vornehmen zu können. Am Zylinder oder am Gehäuse befindet sich in diesem Falle ein Zeiger, um die verschiedenen Marken einstellen zu können, siehe Fig. 102. Kontregewichte



Figur 102.



Figur 103.
Anordnung der Kontregewichte bei einem Zweizylinder zwecks Verkleinerung des Kippmomentes.

dürfen an außen liegenden Schwungrädern nicht angebracht werden. Bei zusammengesetzten Kurbelwellen mit innen liegenden Schwungscheiben, wie man sie z. B. bei Fahrradmotoren anwendet, steht der Anbringung von Kontregewichten nichts entgegen.

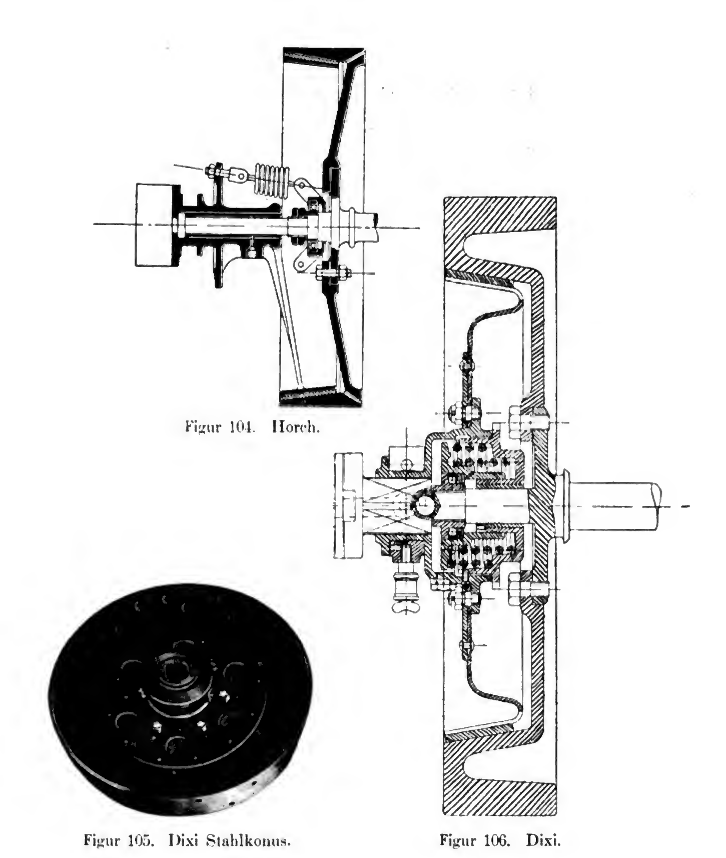
Da die Ausführungsform des Schwungrades sehr dadurch beeinflußt wird, welches System man für die Kupplung wählt, so haben wir uns veranlaßt gesehen, in dem folgenden Kapitel eine Zusammenstellung einer Anzahl der bekanntesten Kupplungen zu geben.

Die Kupplungen der Automobilmotoren.

Für die Übertragung der Kraft des Motors auf das Getriebe brauchen wir ein elastisches Verbindungsglied, welches die Bewegung allmählich einleitet und erst nach und nach eine starre Verbindung herstellt, d. h. dann, wenn der Beharrungszustand zwischen Motor und Getriebe erreicht ist. Würde man sofort eine starre Verbindung zwischen Motor und Getriebe herstellen, dann würde der Wagen mit einem plötzlichen Ruck anfahren oder irgend ein Triebteil würde in Stücke fliegen. In vielen Fällen würde auch der Motor einfach stehen bleiben, wie ein störrischer Esel. Man muß dem Motor gut zureden und ihn anfangs nur schwach belasten. D. h. die Kupplungen müssen so eingerichtet sein, daß sie bei gelindem Anpressungsdruck etwas gleiten können, gerade so, als wenn man einen Wellenstrang durch das Eindrücken des Riemens von der losen auf die feste Scheibe in Bewegung setzt.

Anfangs benutzte man fast allgemein im Automobilbetriebe die sogenannte Friktionskupplung, bei welcher ein belederter oder mit Kamelhaarriemen belegter Konus in einen passenden Metallkonus, meistens das Schwungrad, gedrückt wird. Kamelhaarriemen nimmt man deshalb, weil dieser weniger empfindlich gegen Fett und Hitze ist, als der gewöhnliche Lederriemen. Diese Konuskupplungen haben sich, vielfach verbessert, bis in die neueste Zeit erhalten und werden auch wohl ihren Platz behaupten. Sie haben den Vorzug grosser Elastizität und leichter Erneuerung, weil es in letzterem Falle nur nötig ist, einen neuen Belag auf den Konus legen zu lassen. Jede Sache hat Anhänger und Gegner, und wenn die Gegner der Friktionskupplung behaupten, die hinterlistigste Panne ist das unmerkliche Rutschen der Friktion, dann haben sie nicht so ganz unrecht. Bei den neueren Konstruktionen von Friktionskupplungen ist man daher bestrebt gewesen, die Elastizität der Kupplung und ihren Reibungswiderstand zu erhöhen, und hierauf beziehen sich alle Abweichungen in den verschiedensten Konstruktionen, welche wir nachstehend kennen lernen. Daneben läuft noch das Bestreben, den Konus, welcher mit der Getriebewelle verbunden ist, so leicht wie möglich zu machen, um nur eine geringe lebendige Kraft übernehmen zu müssen, wenn die Kupplung plötzlich ausgerückt werden muß, wie z. B. beim Bremsen des Wagens.

Es kann sich selbstverständlich nicht darum handeln, hier alle möglichen Kupplungen aufzuzählen, sondern wir müssen uns mit einer Auswahl der interessantesten Ausführungsformen begnügen.



Figur 104. Horch.

Figur 105. Dixi Stahlkonus.

Figur 106. Dixi.

In der Fig. 104 sehen wir die Kupplung des bekannten Horchwagens mit dem dazu gehörenden Gegenkonus des Schwungrades. Die Friktion ist äußerst breit und groß im Durchmesser gehalten, wodurch ein absolut sicheres Mitnehmen der Getriebewelle gewährleistet und ein Gleiten ausgeschlossen ist.

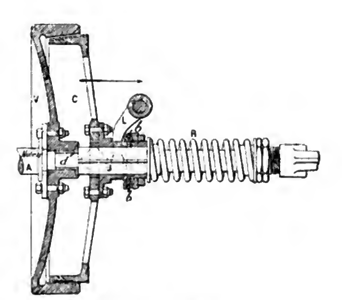
Durch seitlich angeordnete Zugfedern, welche man bequem von außen spannen kann, wird der Konus in das Schwungrad gezogen. Ausgerückt läuft derselbe leer auf dem Wellenzapfen des Motors, wobei der Federzug durch ein Kugellager abgefangen wird. Im eingerückten Zustande ist die Kupplung vollständig entlastet, d. h. die Federn üben keinerlei Druck auf die Lager des Motors aus. Da Fett und Öl den Reibungskoeffizienten zwischen Leder und Eisen herabsetzen, muß für die Entfernung von Fett zwischen den Reibflächen Sorge getragen werden, und dieses geschieht durch die Zentrifugalkraft. Etwa übertropfendes Öl gelangt in die Aussparung im Schwungrad, dort, wo der Konus zu Ende ist, und einige Bohrungen nach der entgegengesetzten Seite des Friktionskonus im Schwungrad lassen das Öl entweichen. Während diese Kupplung als Speichenkörper ausgebildet ist, benutzt die Fahrzeugfabrik Eisenach an den Dixi-Wagen einen Teller aus Stahlblech, Fig. 105, welcher gestanzt ist und dessen hochgezogener konischer Rand an mehreren Stellen aufgeschnitten ist, wodurch derselbe federt und die Elastizität erhöht. Dieser Konus wird durch zwei konzentrische Druckfedern in das Schwungrad gepreßt, Fig. 106, wodurch eine kurze Bauart erzielt wird. Sie läuft ebenfalls auf dem Wellenzapfen, ist also auch entlastet, während der Abzug auf dem ersten Gliede eines Oldham-Gelenkes läuft.

In der Fig. 107 sehen wir die Kupplung des Brasier-Wagens, dieselbe läuft auf der Motorenwelle und wird durch eine kräftige Druckfeder in das Schwungrad gedrückt. Dieser Typ stellt die einfachste Ausführungsform dar und läßt sich nicht so einfach regulieren, wie die Horch-Kupplung oder die des Dietrich-Wagens, wo die Spannfeder unter dem linken Aufstieg liegt.

Ähnlich wie die Kupplung von Brasier ist die von Hurtu eingerichtet, welche wir in der Figur 108 abgebildet sehen. Hier ist die Nachstellbarkeit ohne Demontage überhaupt unmöglich. Bemerkenswert ist die Ausbildung des Schwungrades nach Daimler-Art als Ventilator. Damit die Wirkung nicht beeinträchtigt wird, ist die Friktion ebenfalls mit Ventilatorspeichen versehen, eine Anordnung, wie sie z. B. auch Gebr. Stoewer benutzen. Bei der Bauart Svelte, Fig. 109, ist die Kupplung nicht entlastet, der Druck der Feder verteilt sich also auf den Motor und das Getriebe. Die Kupplung läuft auf einem Vierkant B, welches mit dem Getriebe in Verbindung steht, und ersteres läuft in einer Buchse d des Schwungrades. Die Nachstellbarkeit ist bequem erreichbar; das System erinnert uns an die ersten Panhards.

Figur 107. Brasier.

Figur 108. Hurtu.



Figur 109. Svelte.

Eine recht komplizierte Konstruktion ist die von Charron, Girardot & Voigt, Fig. 110. Hier ist Schwungrad und Konus ebenfalls als Ventilator ausgebildet. Diese Kupplung ist entlastet und läuft auf Kugelringen, welche auf dem Wellenzapfen B befestigt sind. Der Abzug erfolgt durch die Hülse H, welche bei d d mit dem äußeren Laufring eines großen Kugellagers verbunden ist. Die axiale Beanspruchung des für radiale Beanspruchung konstruierten Laufringsystems empfiehlt sich nicht, weshalb man heute immer mehr zu Laufsystemen übergeht, welche für solche Zwecke und speziell für axiale Beanspruchung konstruiert sind. Die Kraftübertragung erfolgt durch den Mitnehmer E, welcher rechts im Schnitt dargestellt ist. Dieser Mitnehmer ist etwas willig gepaßt und gleicht daher die Verdrehungen, wenn solche im Rahmen entstehen, aus.

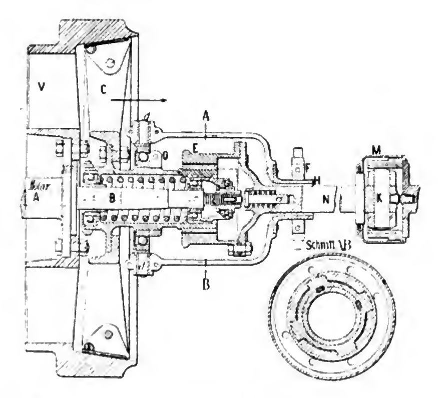
Interessant ist die Zwischenschaltung eines elastischen Puffers zwischen N und B. Am Ende der Welle B ist ein kleines Kugellager für axiale Belastung vorgesehen.

Die nächste Figur 111 zeigt uns die Kupplung des Motors Turgan. Hier ist Schwungrad und Konus ebenfalls als Ventilator ausgebildet. Die Kupplung macht einen sehr soliden Eindruck und ihre Einzelteile sind recht kräftig gehalten, gemäß ihrer Bestimmung für Lastwagenmotoren. Das Nachspannen der Feder ist ebenfalls mit Schwierigkeiten verknüpft.

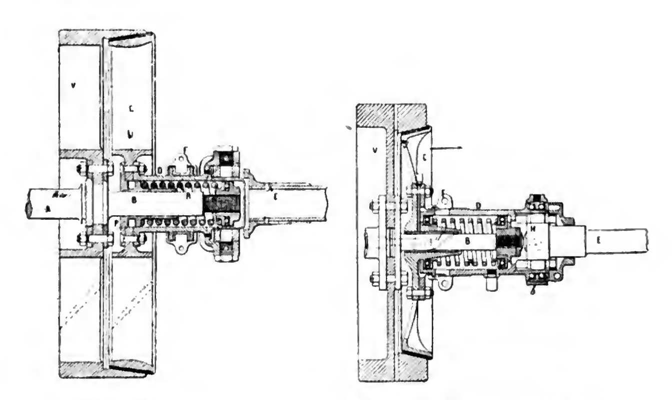
Eine vorzüglich durchgebildete Kupplung ist die des Wagens Delaunay-Belleville, Figur 112. Dieselbe läuft auf einem Gleitlager des Wellenzapfens und wird an ihrer Lagerstelle durch die bekannte Ölspülung, durch Ölpumpe geschmiert. Die Kupplung ist ebenfalls entlastet und der Federdruck wird durch zwei Kugellager für axiale Belastung aufgenommen. Die Federspannung erfolgt von außen durch Drehen der Muffe F; beachtenswert ist auch der vollständig staubdichte Abschluss der bewegten Teile in D.

In der Figur 113 sehen wir die Friktionskupplung des Peugeot-Wagens, welcher ebenfalls sehr gut konstruiert ist. Hier finden wir eine recht praktische Anordnung, indem die Kupplung nicht mehr auf dem Wellenzapfen, sondern auf einem separaten Zapfen läuft, der am Schwungradflansch befestigt ist. Die Einkapslung ist auch hier gut durchgeführt und die Feder kann nach Abnahme von F leicht reguliert werden.

Figur 114 zeigt uns die Kupplung von Renault, welche ebenfalls vorzüglich konstruiert ist, kurzer Bau. Der Angriff der Achse mit ihrem Zapfen erfolgt an einem besonders festen Punkte bei D, wodurch der schwächliche Eindruck vollständig verschwindet, welcher sonst den sogenannten fliegenden Wellen anhaftet. Der Konus besitzt in der Regel einen Winkel von 10 bis 15° und ist mit einem Lederbelag versehen, der durch versenkte Kupfernieten gehalten wird. Arbeitet sich das



Figur 110. Charron, Girardot & Voigt.



Figur 111. Turgan

Figur 112. Delaunay-Belleville

Leder ab, dann treten häufig die Nietköpfe soweit vor, daß sie mit der Reibfläche des Schwungrades in Berührung kommen, wodurch das Gleiten der Kupplung verursacht wird. Um dieses zu verhüten, versieht Büssing seine patentierte Kupplung mit Vertiefungen am Rande, in denen das Leder festgenietet wird. Fig. 115. Während alle diese Kupplungen die Aufgabe haben, die Kraftübertragung zu vermitteln, dient die Kupplung von Chenard Walker, Fig. 116, gleichzeitig als Bremse. Zu diesem Zwecke, derselbe sei hier nur der Kuriosität halber erwähnt, ist der Friktionskonus doppelseitig ausgebildet. Bei der Bewegung nach vorn kuppelt er die Kraft. Zieht man den Konus zurück, dann greift er in einen festen Gegenkonus und es erfolgt die Bremswirkung. Solange es sich darum handelt, die lebendige Kraft, welche in der Kupplung enthalten ist, zu vernichten, kann man das Bremsen derselben gelten lassen. Die Kupplung steht aber mit dem Getriebe meistens in fester Verbindung, und es ist sogar ein Freilauf der Kupplung beim Umschalten erwünscht. Mithin soll mit der Kupplung der Wagen gebremst werden, ein verwerfliches Beginnen, weil man sich hierfür nicht den schwächsten Teil des Getriebes aussuchen soll, denn die Bremsung an dieser Stelle kann unter Umständen das Vielfache des Drehmomentes des Motors erfordern, was Veranlassung dazu gibt, daß die Wellenenden einfach abgedreht werden.

Für die Schmierung des Lederbelages verwendet man am besten Stiefelschmiere (Fischtran), um ein elastischen Angreifen der Friktion zu ermöglichen.

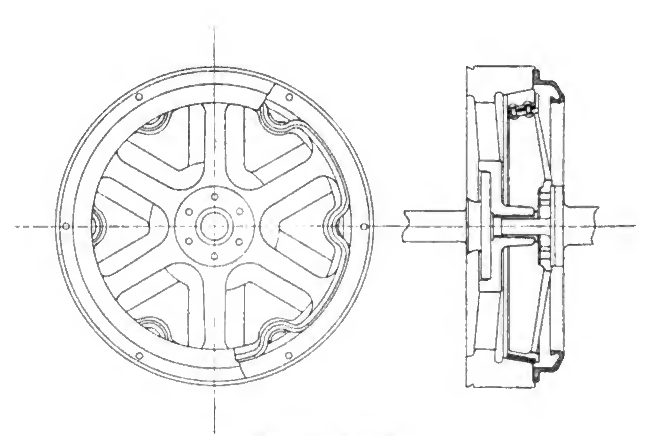
Büssing und Daimler-Marienfelde lassen in letzter Zeit den Konus in Öl laufen,um das harte Anfahren bei Lastwagen zu verhüten.

Den nötigen Anpressungsdruck kann man rechnerisch nicht vorher bestimmen, weil der Reibungscoeffizient fortwährenden Veränderungen unterworfen ist.

Die Kupplung der Daimler-Gesellschaft, wie sie für die Mercedes-Wagen benutzt wird, ist sehr einfach konstruiert. Mit dem Schwungrade ist eine kräftige Spiralfeder von ca. 120 mm Durchmesser und ca. 12 Gängen verbunden. In diese Spiralfeder ist der trommelförmige Ansatz der Übertragungswelle zum Getriebe gesteckt, während das andere Ende der Spiralfeder an der Deckplatte des Federgehäuses befestigt ist. Diese Deckplatte läßt sich etwas drehen. Dreht man die Deckplatte, was durch einen verschiebbaren Pilz geschieht, dann wird die Feder gespannt und legt sich fest um die Trommel, so daß die Getriebewelle mitgenommen wird. Die Figur 117 möge die Funktion veranschaulichen. V ist das Ventilator-Schwungrad, G die Getriebewelle, S die Spiralfeder, P der verschiebbare Pilz und D die drehbare Deckplatte. Diese Kupplung kam 1903 auf und sie ist jedenfalls auf die Ausbildung des Schwungrades als Ventilator zurückzuführen, denn durch diese Anordnung wird die Anwendung der Konusfriktion etwas

Figur 113. Peugeot.

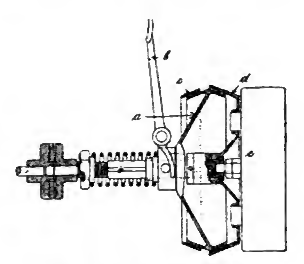
Figur 114. Renault.



Figur 115. Büssing.

erschwert; daß sie aber dennoch möglich ist, haben wir aus den vorhergehenden Abbildungen ersehen.

Neuerdings macht sich wieder eine besondere Vorliebe für die Lamellenkupplungen bemerkbar. Man hat diese Kupplungen schon vor Jahren benutzt und wieder fallen gelassen; das vorzügliche Funktionieren des Fiat-Wagens hat jedenfalls die Veranlassung gegeben, daß sich die Konstrukteure wieder eingehend mit der Lamellenkupplung befassen. Die einfachste Art der Lamellenkupplung ist die, wie sie beim Oldsmobil benutzt wird und vordem bei uns schon benutzt wurde. Gegen die ebene Fläche einer rotierenden Scheibe wird die mitzunehmende belederte Scheibe gedrückt. Die Einrichtung ist etwas primitiv und

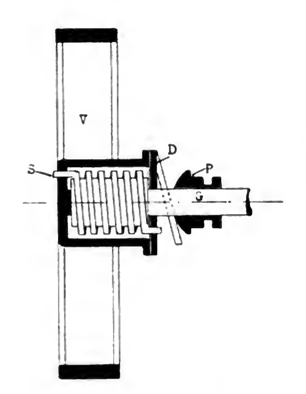


Figur 116. Chenard Walker.

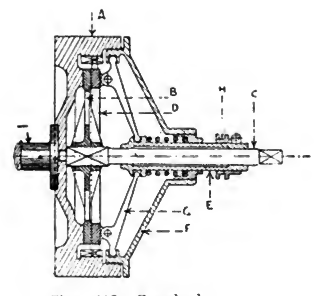
erfordert eine beträchtliche Flächenpressung. Man sucht daher bei größeren bezw. besseren Wagen den Anpressungsdruck klein und die Fläche groß zu machen. Beispiele dieser Art sind die Standard-Kupplung und die von de Dion Bouton.

Die Standard-Kupplung ist in Fig. 118 abgebildet. Das Schwungrad A ist innen plan gedreht, und gegen diese Fläche wird die Scheibe B, welche auf der Getriebewelle C festgekeilt ist, durch die Scheibe D gedrückt. Diese gleitet in Schlitzen des Schwungrades und muß sich daher mit demselben drehen. Die Anpressung erfolgt durch die Nuß H und E, durch die Kniehebel G.

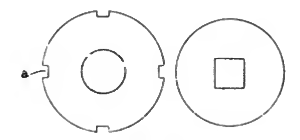
Solche Kupplungen lassen sich gut justieren und bedürfen weniger Wartung, als die Friktionskupplungen mit Lederkonus. Eine sehr exakte Ausführung zeigt die Scheibenkupplung von de Dion Bouton, Fig. 119. Hier ist die Planscheibe C mit dem Schwungrade A verschraubt und außen als Rippenkörper ausgebildet, um die eventuell auftretende Reibungswärme abzuleiten. Gegenüber dieser Scheibe befindet sich die Scheibe D und dazwischen die mitzunehmende Scheibe E. Die beiden Scheiben C und D sind mit einer großen Anzahl Bohrungen i versehen, welche kurze Graphitstifte enthalten, die als Schmiermittel dienen.



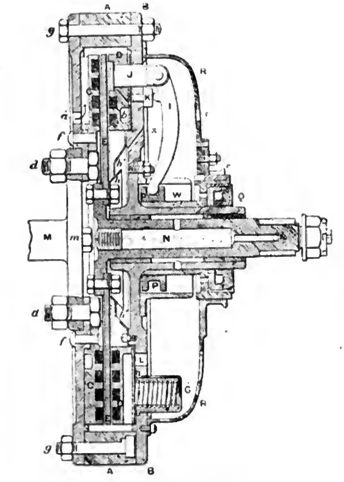
Figur 117. Daimler-Mercedes.



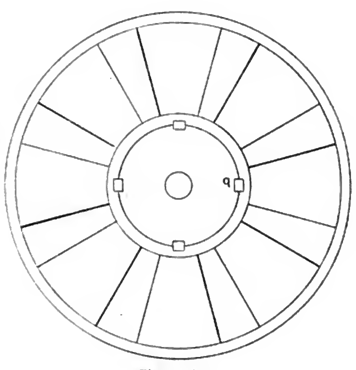
Figur 118. Standard.



Figur 120.
Schema der Lamellenkupplung.



Figur 119. Dion-Bouton.



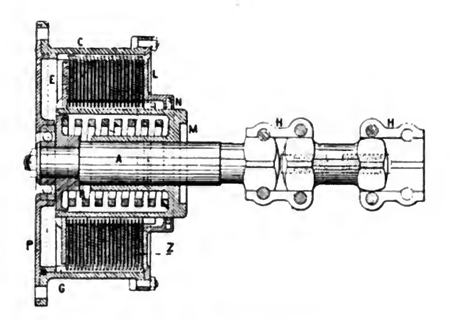
Figur 121.

Die Scheibe D, welche durch Hebel I abgezogen werden kann, wenn das Getriebe ausgeschaltet werden soll, besitzt 20 Federkapseln, welche Spiralfedern G enthalten. Sobald I also den Druck der Federn freigibt, erfolgt eine vollkommen gleichmäßige Anpressung der Scheibe D, und E wird von C und D mitgenommen.

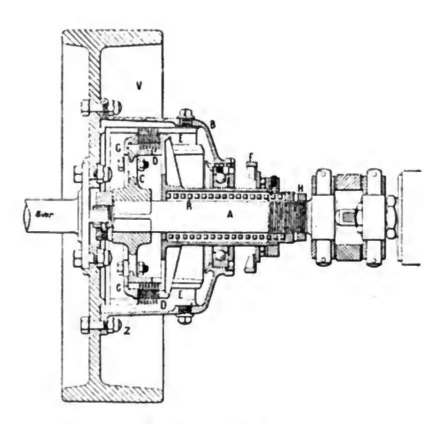
Von diesen Scheibenkupplungen bis zu den eigentlichen Lamellenkupplungen ist nur ein Schritt. Wir haben zuerst bei der Kupplung des Oldsmobils eine Fläche, welche die Reibung bezw. die Kraftübertragung vermittelt, und haben gesehen, wie bei der Standard- und bei der de Dion-Bouton-Kupplung eine Verdoppelung der Wirkung eintritt, wenn man beide Seiten der mitzunehmen Scheibe packt. Nun ist es klar, daß es möglich ist, beliebig große Kräfte zu übertragen, wenn man die Anzahl der Scheiben und somit ihre Flächen vergrößert. Um uns die Funktion der Lamellenkupplung besser vor Augen führen zu können, nehmen wir ein Buch und legen in dasselbe einen Briefbogen, klappen das Buch zu und ziehen den Briefbogen heraus, dann bemerken wir bereits einen gewissen Reibungswiderstand. Dieser Widerstand vergrößert sich mit der Anzahl der eingelegten Briefbogen. Legen wir z. B. 10 Briefbogen in das Buch, und zwar immer eine Buchseite und dann einen Briefbogen usw., und versuchen wir dann alle 10 Bogen zugleich herauszuziehen, so wird uns dieses nur sehr schwer gelingen, weil die Reibung zehnmal so groß geworden ist. Maßgebend für die Kraftübertragung ist also die Größe der Reibungsfläche in der Kupplung. Wählt man große Scheiben, dann braucht man weniger, als wenn man kleinere nimmt, aber es ist beim Automobilmotor eine Grenze gezogen, die man wohl beachten muß.

Für das gute Funktionieren der Lamellenkupplung ist es Bedingung, daß die einzelnen Scheiben gut geschmiert sind, damit sie nicht „fressen“.

Je größer die Scheiben sind, desto eher fressen sie fest, denn die Zentrifugalkraft treibt das Öl über die Peripherie der Scheiben und diese laufen dann trocken. Ferner erschweren große Scheiben das Andrehen des Motors. Die Scheiben der Lamellenkupplungen kleben durch das Öl aneinander, und dieser Widerstand muß überwunden werden, bis die Scheiben gelockert sind. Betrachtet man die Lamellenkupplungen, dann wird man finden, daß dieselben meistens nur einen geringen Durchmesser haben, aber eine große Anzahl von einzelnen Platten enthalten, gewöhnlich ca. 15 Paare, also 30 Stück. Obwohl diese Kupplung sehr einfach ist, findet man doch eine ganze Anzahl verschiedener Konstruktionen gerade so, wie es vorher bei den Konuskupplungen der Fall war. Bevor wir uns aber mit den einzelnen Konstruktionen beschäftigen, müssen wir den allgemeinen Aufbau einer Lamellenkupplung kennen lernen.



Figur 122. Clement-Bayard.



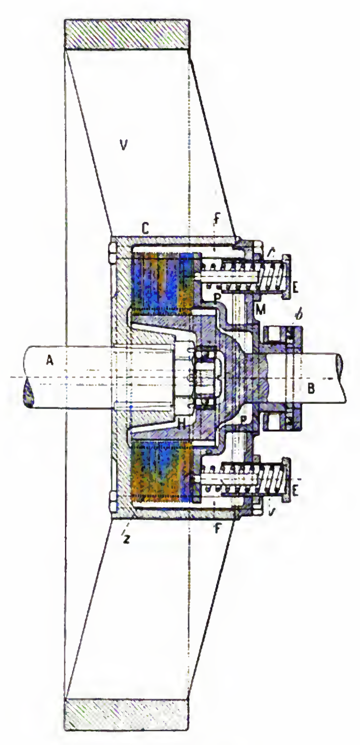
Figur 123. Gladiator.

Die einzelnen Platten werden aus dünnem Stahl- und aus Messingblech gestanzt. Diese Platten haben verschieden große Durchmesser, d. h. die Stahlplatten sind etwa 20 mm kleiner als die Messingplatten, wobei wir annehmen, daß letztere mit dem Schwungrade in Verbindung stehen. Je eine solcher Platten ist in Fig. 120 dargestellt. Die Messingplatten besitzen am Rande einige Ausschnitte a und in der Mitte ein rundes Loch, welches größer ist als das umschriebene Viereck der Stahlplatten. Entsprechend den Ausschnitten a besitzt das Schwungrad in einer Kapsel, welche mit ihm verbunden ist, Nasen b, Fig. 121. Die Messingplatten können daher in die Kapsel des Schwungrades gelegt werden, wobei sie sich in axialer Richtung verschieben lassen, aber an der Drehung gehindert sind. Die Welle, welche mit dem Getriebe in Verbindung steht, besitzt ein Vierkant, entsprechend dem vierkantigen Loch in den Stahlscheiben, so daß man die Stahlscheiben ebenfalls verschieben, aber nicht drehen kann. Beim Zusammenbauen legt man in die Kapsel des Schwungrades eine Messingscheibe, darauf eine Stahlscheibe, dann wieder eine Messingscheibe usw. Nach der letzten Scheibe kommt das Verschlußstück und durch das Mittelloch in demselben die Getriebewelle derart, daß diese durch sämtliche Vierkante der Stahlscheiben reicht. Hält man das Schwungrad fest, dann kann man die Getriebewelle drehen, wenn man die Platten gehörig geölt hat, drückt man dagegen gegen das Verschlußstück, dann werden die Platten aneinandergepreßt, und im Betriebe muß das Schwungrad die Getriebewelle mitnehmen. Die beiden vorstehenden Figuren geben nur eine schematische Darstellung.

In den beiden nächsten Figuren sehen wir bereits zwei große Unterschiede, Figur 122 ist die Lamellenkupplung von den Bayard-Automobilen, und wir sehen hier viele Plattenpaare von geringerem Durchmesser, während Figur 123 Gladiator, wenige von großem Durchmesser besitzt. Bei beiden sind die Druckfedern zentral angeordnet. Die Figur 124 zeigt die Kupplung von Rossel mit seitlich im Kreise angeordneten Druckfedern und vielen Platten, wir erkennen hier sehr gut die gedrungene, einfache Bauart, die Kupplung hat 35 PS zu übertragen.

Figur 125 zeigt die Kupplung des Westinghouse-Wagens von 30 PS mit außenliegender Druckfeder. So wie diese Beispiele zeigen, sind fast alle Lamellenkupplungen ausgeführt, eine Abweichung in der Form der Platten weist nur die Kupplung von Prof. Hele-Shaw, Figur 126, auf, welche namentlich für Motorboote und für die Wagen Mendelsohn benutzt wird. Zwecks Vergrößerung der Reibungsfläche besitzen die einzelnen Scheiben eingepreßte Rillen, die Funktion und die Zusammensetzung ist sonst dieselbe wie bei den vorhergehenden Modellen.

Der größte Vorzug der Lamellenkupplung ist der, daß man mit derselben äußerst sanft anfahren kann und daß etwaige Verschiebungen



Figur 124. Rossel.

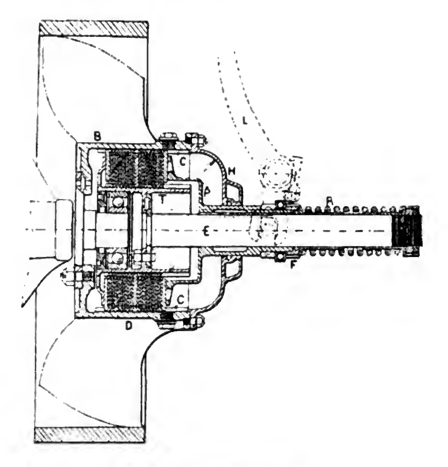
oder Verzerrungen, welche sich beim Wagenbetrieb mit der Zeit bemerkbar machen können, ohne Einfluß auf die gute Funktion sind. Ein weiterer Vorteil ist die vorzügliche Anpassungsfähigkeit an verschieden große Kräfte. Dieser Vorzug kommt der Fabrikation zugute, z. B. wenn für die Übertragung von 20 PS 20 Plattenpaare nötig sind, dann braucht man für 40 PS 40 Plattenpaare etc. Man hat also nicht nötig, für stärkere Motoren größere Platten zu benutzen.

Wo Vorzüge sind, sind natürlich auch Nachteile, und diese machen sich bemerkbar, wenn die Platten zu groß im Durchmesser sind. Ferner ist das Kleben der Platten aneinander ein Übelstand, der sich aber beseitigen läßt, wie die Lamellenkupplung von Jacobsen-Friedenau gezeigt hat. Bei diesem System bewegen sich die Platten nicht genau parallel zur Welle, sondern etwas schraubenförmig. Hierdurch drücken sich die Platten beim Entkuppeln voneinander.

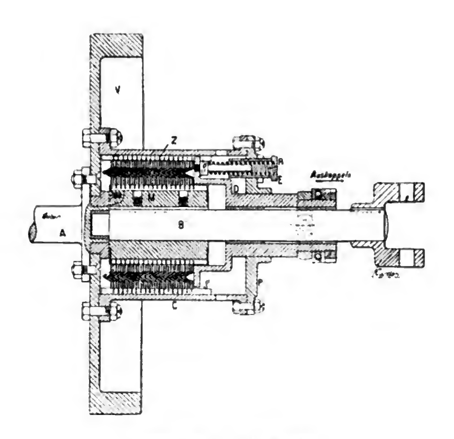
Im Winter, wenn das Öl durch Kälte dick geworden ist, läßt sich der Motor, wenn derselbe mit Lamellenkupplung versehen ist, schwer andrehen, man wird aber dann auch meistens den Motor während der Wartezeit laufen lassen.

Ein Mittelding zwischen einer Friktionskupplung, einer Lamellenkupplung und einer Expansionskupplung stellt die neue Horchkupplung, die in Figur 127 im Schnitt abgebildet ist, dar. Die Kraftübertragung geschieht durch eine Anzahl von aufgeschnittenen Ringen a und b von dreieckigem Querschnitt. Diese Ringe sind nebeneinander gelegt und drehen sich frei mit der Trommel d, die mit der Getriebewelle in Verbindung steht. Das Ganze wird von einer Trommel c umgeben, die fest mit dem Schwungrade verbunden ist. Zwischen einem Ansatz des Schwungrades und einem ebensolchen der Innentrommel d befinden sich die Ringe derart, daß sie sich durch den Druck der Feder aufspreizen, wodurch sowohl die einzelnen Ringe miteinander in Friktion treten, als auch ihre innere und äußere Peripherie gegen die Trommeln d und c legen. Diese Kupplung ist ebenso einfach wie originell und bewährt sich sehr gut.

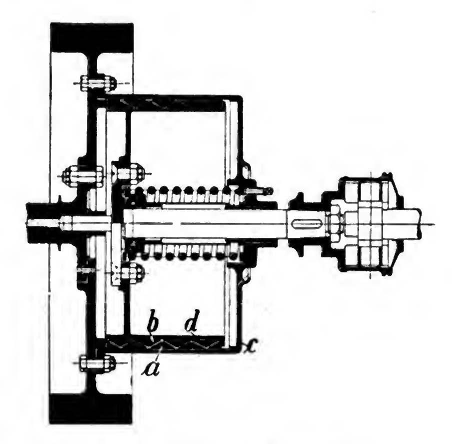
Vereinzelt kommen auch noch Reibungskupplungen, sogenannte Expansionskupplungen, zur Anwendung. Diese sind nach Art der Innenbremsen konstruiert und wirken sehr energisch. Das Schwungrad besitzt in der Mitte eine Kapsel, in welcher eine Bremsbacke gleitet, diese ist als federnder Ring ausgebildet und wird entweder durch einen Kniehebel oder durch einen Keil, welcher parallel zur Getriebewelle verschoben wird, auseinander gedrückt, wobei er sich fest an die Innenwand der Kapsel legt. Die Bewegungselemente müssen sehr fein arbeiten, damit der Wagen nicht mit einem Ruck anfährt. Mißerfolge, welche sich bei einigen Marken, welche heute nicht mehr mit der Kupplung gebaut werden, einstellten, sind lediglich auf die nicht genügend feine Einstellung der Betätigungshebel zurückzuführen.



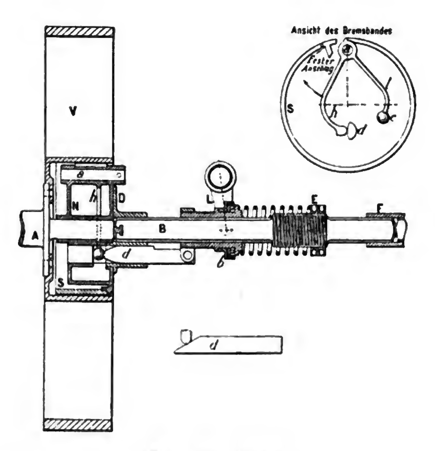
Figur 125. Westinghouse.



Figur 126. Hele-Shaw.



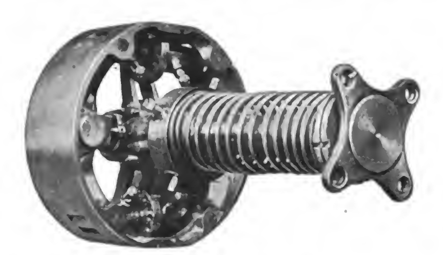
Figur 127. Horch-Ringkupplung.



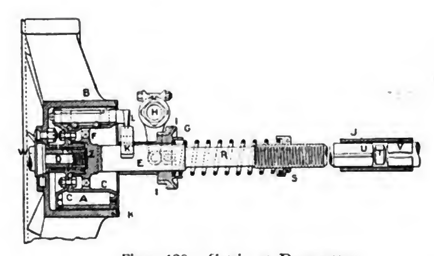
Figur 128. Berliet.

Als Beispiel von bewährten Bandkupplungen führen wir in Fig. 128 die Kupplung des Berliet-Wagens mit Betätigung der Bremsbacke durch Keil, und die des Metallurgique-Wagens mit Betätigung durch Kniehebel vor, Figur 129. Das Funktionieren derselben ist nach dem Vorhergesagten leicht verständlich.

Mit dieser Auslese der verschiedensten Kupplungen ist das Thema noch lange nicht erschöpft, denn jedes Wagensystem ist mit einer anderen Kupplung versehen, nicht etwa um Unterschiede künstlich herbeizuführen, sondern weil die ganze Bauart des Motors und des Wagens bei der Kupplung berücksichtigt werden muß. Für die Beurteilung der Vervollkommnung der Motorwagen ist diese Zusammenstellung von besonderem Interesse, und der Automobilist sieht, daß selbst auf die scheinbar einfachsten Teile eines Automobils eine Unmenge von Geistesarbeit verwandt werden muß. Gerade durch die mannigfaltige Verschiedenheit der Einzelteile kommen wir dazu, die Spreu von dem Weizen zu trennen, und es zeigt sich, daß mit gleichen Wirkungen verschiedene Übertragungsmittel angewandt werden können, also auch im Automobilismus viele Wege nach Rom führen.



Figur 129. Metallurgique.



Figur 130. Cottin et Desgouttes.

Das Kurbelgehäuse.

Die Kurbelgehäuse werden in der Regel aus Nickelaluminium gegossen, das ungefähr dieselbe Bruchfestigkeit wie Gußeisen besitzt. Für solche Zwecke, wo es auf das geringe Gewicht nicht ankommt, verwendet man auch Gehäuse aus Gußeisen, doch muß man dabei in Erwägung ziehen, daß gußeiserne Gehäuse sich nur dann zum Einbau in Wagengestelle eignen, wenn der Motor in einem Hilfschassis aufgehängt werden soll. Selbst bei den größten Kurbelgehäusen übersteigt die Wandstärke in den seltensten Fällen 4 bis 5 mm.

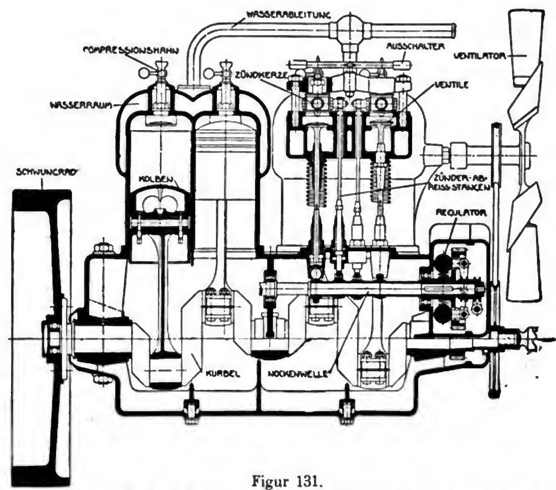
Um übermäßigen Beanspruchungen Rechnung zu tragen, versieht man das Oberteil des Kurbelgehäuses im Innern zweckmäßig mit Verstärkungen durch Rippen. Wir unterscheiden geteilte und ungeteilte Kurbelgehäuse. Die geteilten Kurbelgehäuse zerfallen in vertikal und horizontal geteilte.

Die vertikal geteilten Kurbelgehäuse finden namentlich für einzylindrige Motoren mit eingekapselten Schwungrädern Verwendung. Sie gestatten, weil sie vollständig auf der Drehbank hergestellt werden können, eine sehr einfache Bearbeitung, die ein Fabrikat von größter Sauberkeit ergibt.

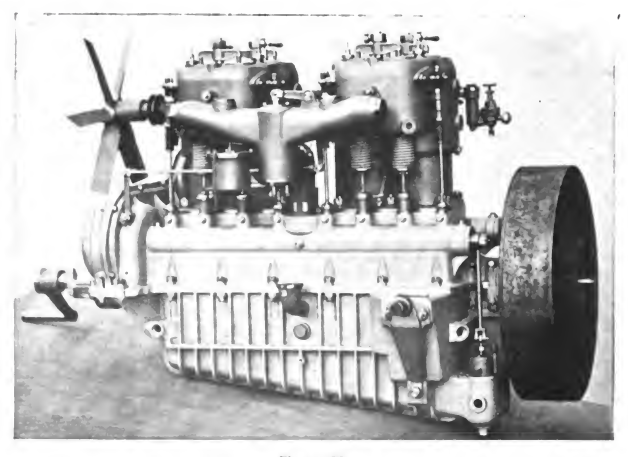
Man hat auch für die mehrzylindrigen Motoren die Anwendung vertikal geteilter Kurbelgehäuse versucht, doch sind diese Fälle nur vereinzelt vorgekommen. Die überwiegende Zahl der mehrzylindrigen Motoren besitzt horizontal geteilte Kurbelgehäuse, bei welchen die Lagerung der Kurbelwelle neuerdings nur noch am Obergehäuse als staub- und öldichte Schale ausgebildet ist, siehe Figur 131.

Im Betriebe läßt sich eine Erwärmung des Kurbelgehäuses, durch von den Zylindern übergeleitete Hitze, nicht vermeiden und es kommt daher vor, daß sich in dem Gehäuse Spannungen bemerkbar machen, die einen schädlichen Einfluß auf die Lagerung der Kurbelwelle ausüben. In solchen Fällen läuft die Kurbelwelle sehr oft heiß, und man hat dafür zu sorgen, daß ein Verziehen des Kurbelgehäuses möglichst ausgeschlossen wird. Dieses erreicht man am sichersten, wenn man auch das Obergehäuse möglichst wenig auf Druck und Zug beansprucht, indem man die Kurbelwellenlager vermittelst nach oben durchgehenden langen Schraubenbolzen zusammenzieht. Einen derartig gebauten Motor kann man Probe laufen lassen, ohne das Untergehäuse an das Oberteil zu schrauben.

Die abnehmbare Unterschale des Kurbelgehäuses macht die Anbringung von Schauöffnungen, durch welche man die Pleuelstangenköpfe kontrollieren kann, unnötig und man findet, wie eine genauere Betrachtung der verschiedenen Konstruktionszeichnungen von Motoren ergibt, nur sehr selten derartige Kontrollöffnungen angebracht.



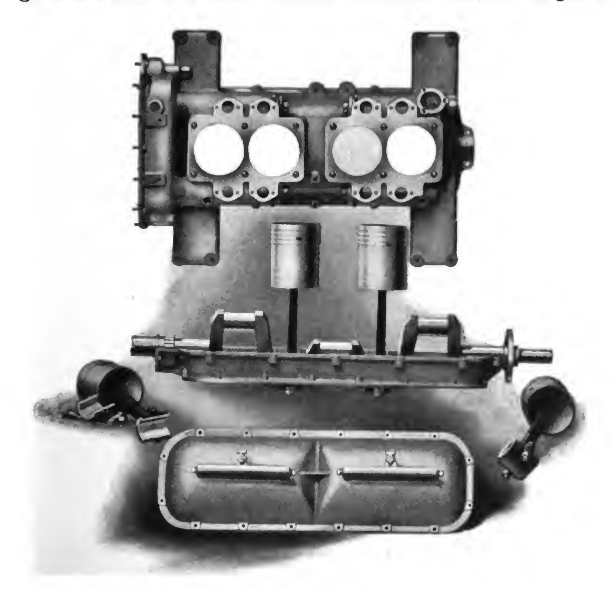
Figur 131.
Schnitt durch den N. A. G.-Motor Lagerung der Kurbelwelle am Obergehäuse.



Figur 132.
Motor Daimler-Marienfelde Modell 1908 mit Kühlrippen am Gehäuseunterteil. Aufhängung in drei Punkten. Die Ölpumpe befindet sich unten rechts neben dem Schwungrade.

Bei dem neuesten Daimler-Marienfelde-Motor, Figur 132, ist das Gehäuse unten mit Kühlrippen versehen und die großen Bootsmotoren erhalten sogar Kurbelgehäuse mit Wasserkühlung.

Am seltensten werden die ungeteilten Kurbelgehäuse angewendet. Man bezeichnet diese Konstruktion mit „Tunnelbau". Das Kurbelgehäuse wird an den Enden durch Deckel verschlossen, welche gleich-



Figur 133.
Kurbelgehäuse und Triebteile des Peerless-Motors.
Lagerung der Kurbelwelle auf einem besonderen Zwischenrahmen.

zeitig die Lager tragen, während das Mittellager ausziehbar gemacht ist. Diese Konstruktion besitzt gegenüber der geteilten keine Vorteile, im Gegenteil, der Tunnelbau erschwert die Montage der Kurbelwelle und der Pleuelstangen, weil letztere einzeln aufgesetzt werden müssen, nachdem die Kurbelwelle montiert ist.

Um eine gute Ölzirkulation zu erreichen, denn die Getriebeteile werden meistens noch durch das von den Kurbeln umher geschleuderte Öl geschmiert, versieht man sehr oft die Kurbelgehäuse mit Ölfang-

rinnen, von denen das Öl an die einzelnen Lagerstellen durch Bohrungen geleitet wird. Auch oberhalb der Wellenlager bringt man Ölfänger an oder gießt dieselben gleich mit ein. Selbstverständlich muß man bei so schnell umlaufenden Wellen, wie sie im Automobilmotor vorhanden sind, dafür sorgen, daß eine ausreichende Schmierung der Lagerstellen stattfinden kann.

Die Lagerbuchsen der Kurbeln werden in der Regel aus Rotguß angefertigt und mit Weißmetall ausgegossen. Nur bei kleineren Motoren mit glasharten Wellenzapfen wendet man Buchsen aus Stahlbronze oder glasharte Stahlbuchsen an. Letztere verdienen den Vorzug, doch ist absolute Härte und sauberste Bearbeitung auf der Rundschleifmaschine Bedingung.

Sehr oft besitzen die Kurbelgehäuse sogen. Druckausgleichröhren, durch welche der Innenraum mit der Außenluft korrespondiert, um eventuell auftretende Druckunterschiede ausgleichen zu können. Direkt notwendig sind diese Druckausgleicher nicht und es gibt sehr viele Motoren, welche sie nicht besitzen.

Bei einzylindrigen Motoren muß ein Druckausgleicher angebracht werden, der meistens aus einem Rückschlagventil mit Kugel besteht, welches das Eintreten der Luft beim Hochgange des Kolbens verhindert.

Die Frage, ob die Montage des Motors im Rahmen besser am Oberteil des Kurbelgehäuses oder am Unterteil stattfindet, ist noch nicht entschieden. Besser erscheint die Befestigung am Oberteil, weil man dann die Unterschale leicht entfernen kann, ohne den Motor zu demontieren. In der Regel werden nur noch solche Motoren am Unterteil aufgehängt, bei denen die Lagerschalen durch beide Gehäusehälften zusammengehalten werden. Wie aber bereits bemerkt, geht man immer mehr dazu über, und das wird ja auch durch zahlreiche Zeichnungen von ausgeführten Motoren in diesem Werk bewiesen, die Kurbelwelle am Oberteil des Kurbelgehäuses zu lagern.

Um auch auf Steigungen und Gefällen eine ausreichende Schmierung zu erreichen, soll man die Unterschale in mindestens zwei Abteilungen teilen, damit das Öl sich nicht an einem Ende sammeln kann.

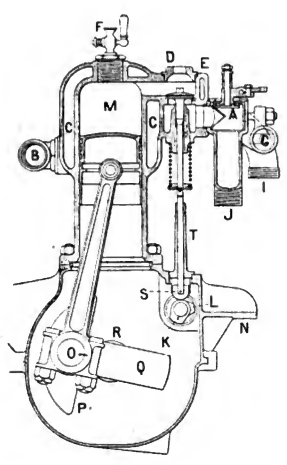
Die Schmiervorrichtungen für Automobilmotoren.

Unter Berücksichtigung der hohen Drücke und Tourenzahlen, welche im Automobilmotor auftreten, muß man seine größte Aufmerksamkeit auf die gute Durchführung der Schmierung der beweglichen Teile richten. Durch mangelhafte Ölung werden die meisten Schäden bei einem Automobilmotor verursacht und die Erfahrung hat gelehrt, daß die Schmierung durch das von den Kurbeln oder den Kurbelscheiben

herumgeschleuderte Öl für größere Motoren nicht ausreicht, wenngleich sich dieselbe bei Fahrradmotoren einigermaßen bewährt hat.

Bei Fahrradmotoren kommt der Umstand der ausreichenden Schmierung zu statten, daß in dem vollständig geschlossenen Kurbelgehäuse während des Betriebes fortwährend ein geringer Überdruck herrscht, der das Öl an den Lagerstellen nach außen drückt, dadurch eine selbsttätige Ölzirkulation bewirkend.

Nach und nach ist man dazu übergegangen, das Schmieröl durch die Zentrifugalkraft an die Lagerstellen der Kurbelwellen zu führen,



Figur 134.
Mit Ölschöpfer versehene Kurbel. Nicht zu empfehlen.

ein Verfahren, welches sich für kleinere Motoren sehr gut bewährt hat und das auch in den Ausführungsbeispielen 1 und 2 angewendet wird.

Zu diesem Zweck wird die Kurbelwelle mit Bohrungen versehen, die das Öl an die Druckflächen des Kurbellagers führen. Diese Bohrungen erhalten in der Regel einen Durchmesser von 6 mm und stehen an den Stirnseiten der Kurbelarme mit Ölfangringen in Verbindung, die das Spritzöl auffangen und weiter leiten. Es bietet keine besonderen Schwierigkeiten, die Hauptlager eines Motors mit der Ölzuleitung des Vorratsbehälters, unter Zwischenschaltung von einstellbaren Tropfstellen, zu verbinden, so daß diese Lager das Öl zuerst erhalten. Darauf wird das von den Lagern abtropfende Öl teils durch die Kurbeln nach

oben in den Zylinder geschleudert, wodurch auch bei kurzen Pleuelstangen eine ausreichende Schmierung des Kolbenlagers bewirkt wird, teils von den Ringen aufgefangen und zu den Kurbeln geführt.

Das beste Öl, welches man für die Schmierung verwenden kann, ist das sogenannte Gasmotorenöl, welches ziemlich dünnflüssig ist und ohne Rückstände zu hinterlassen verbrennt. Es muß dieses hier besonders hervorgehoben werden, weil sehr oft ein dickflüssiges Öl empfohlen wird, welches unter Umständen im Winter durch die Kälte so stark eindickt, daß es wenig oder garnicht zirkuliert und erst in Umlauf versetzt wird, wenn der Motor warm geworden ist. Bis zu diesem Augenblick können die Lager aber schon, weil sie trocken gelaufen sind, Schaden erlitten haben und die Praxis hat ergeben, daß nur zu oft durch das Festwerden des Öls Unfälle am Motor herbeigeführt werden.

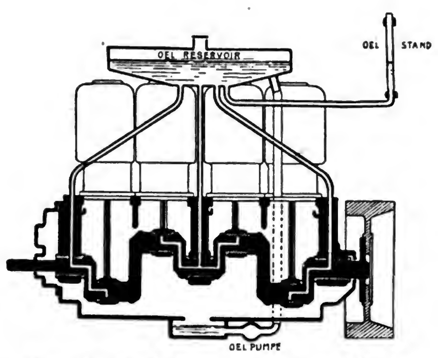
Das zur Verwendung kommende Öl muß harz- und säurefrei sein und man tut daher am besten, wenn man sich die langjährigen Erfahrungen der großen Gasmotorenfabriken zunutze macht und das erprobte Gasmotorenöl, das man nur aus erster Hand beziehen soll, verwendet.

Wenn man das Öl auf seine Verwendungsmöglichkeit für Automobilmotoren prüfen will, dann kann man dieses am besten, wenn man in einem sauberen Gefäß etwa 1/4 l verdampft, worauf dann keine festen Rückstände verbleiben dürfen. Derartig dünnflüssiges Öl fließt durch die eigene Schwere zu den Lagerstellen und zeigt die Figur 135 eine solche Ölvorrichtung.

Das Öl wird hier durch drei Fallröhrchen den Hauptlagern der Welle zugeführt, gelangt von diesen durch die Bohrungen zu den Kurbeln und das abtropfende Öl wird durch eine an der tiefsten Stelle des Kurbelgehäuses befindliche Ölpumpe wieder in das Gefäß zurückgefördert. Selbstverständlich müssen am Gefäß Einstellhähne vorhanden sein, mit denen man die Ölabgabe reguliert.

Der Vorratsbehälter für das frische Öl soll sich unter der Haube des Motors befinden, damit das Öl immer etwas angewärmt ist. Wenn unter der Haube nicht genügend Platz vorhanden ist, um ein großes Gefäß dort unterzubringen, dann muß man hier ein kleines montieren, welches durch eine Rohrleitung mit dem großen Vorratsbehälter in Verbindung steht. Es ist nicht richtig, das Ölgefäß unten seitlich vom Motorgehäuse anzubringen, wo es im Winter am meisten der Kälte ausgesetzt ist. Auch ist es falsch, die Rohrleitung, welche das Öl von der Pumpe nach oben befördert, frei vom Gehäuse anzuordnen.

Außer dem Umstande, daß das Öl in einem freiliegenden Rohr noch viel schneller gefriert, als in einem freiliegenden Gefäß, kann auch der Fall eintreten, daß ein derartig angeordnetes Rohr abbricht, wodurch dann sehr bald der Motor zugrunde gerichtet wird, weil man nicht in der Lage ist, während des Fahrens genügend Achtung auf die

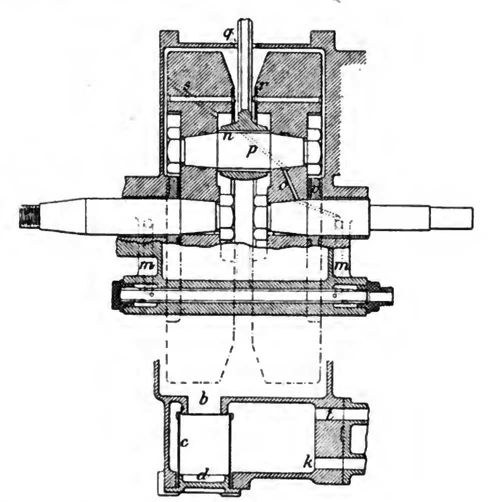


Figur 135. Oelzirkulation durch natürlichen Fall und Zurückförderung des Oels durch Pumpe.

Figur 136. Antrieb der Schmierpumpe durch Excenter. Lorraine-Dietrich 1907.

Ölzirkulation zu geben. Alle Rohrleitungen sind daher so viel wie möglich zu vermeiden.

Der zwangläufige Antrieb von Ölpumpen kommt in den meisten Fällen zur Anwendung und in den Ausführungsbeispielen haben wir des öfteren Gelegenheit, verschiedene Konstruktionen solcher Schmiervorrichtungen kennen zu lernen.



Figur 137.
Schnitt durch ein Kurbelgehäuse eines einzylindrigen Motors von Dion-Bouton. Das Öl läuft durch b in den Siebeinsatz c und gelangt durch k zur Ölpumpe. Von dieser durch die Bohrungen m-m durch die rechte durchbohrte Kurbelwelle zur Kurbel p. Siehe auch Schnitt Seite 358.

Sehr oft bemerkt man auch Schmierpumpen, die am Spritzbrett montiert sind, bei denen der Antrieb durch eine Schnurscheibe erfolgt. Der Antrieb ist jedoch nicht so gut, als wenn er direkt durch eine feste Übertragung geschieht, weil das zufällige Reißen des Riemens niemals ausgeschlossen ist.

In der Figur 136 ist eine mechanisch betriebene Schmierpumpe abgebildet, die durch einen Exzenter betätigt wird.

Schöpfwerke, Abstreicher und Paternosterwerke haben sich nicht recht bewährt, weil die vielen Erschütterungen, die der Betrieb mit sich bringt, eine gleichmäßige Funktion solcher Schmierapparate ver-

hindert. Jedenfalls wird in Zukunft bald jeder Automobilmotor mit einer mechanisch angetriebenen Schmierpumpe versehen sein, die das Öl proportional der Tourenzahl fördert, bezw. an die Schmierstelle führt.

Um eine übermäßige Schmierung des Kolbens zu vermeiden, erhalten die Zylinder am Ende sehr oft Einlagen, die einen Schlitz besitzen, in dem sich nur die Pleuelstange frei bewegen kann.

Der Kolbenbolzen wird meistens genügend durch das umhergeschleuderte Öl geschmiert, doch verwenden auch einige Konstrukteure von großen Motoren, wie sie für Lastwagen und Boote zur Anwendung kommen, Schmierapparate mit Spritzpumpe. Von letzterer führt ein Rohr vom Kurbelgehäuse in jeden Zylinder und nach einer bestimmten Anzahl von Umdrehungen der Kurbelwelle gelangt ein kräftiger Ölspritzer in den Kolben. Gegenüber der gewöhnlichen Schmierung durch das von der Kurbelwelle geschleuderte Öl bringt diese Methode aber keine Vorteile.

Am besten ist die Schmierung des Kolbenlagers der Pleuelstange bei dem Büssingmotor durchgeführt. Hier ist der Kolbenbolzen wie üblich durchbohrt und in der Richtung dieses Bolzens befindet sich an jedem Zylinder ein Ausschlußstück für ein Ölrohr. Es kommt nun darauf an, dafür zu sorgen, daß das Schmieröl, das von Zeit zu Zeit durch eine Handpumpe in die Leitungsröhren gedrückt wird, auch in den hohlen Kolbenbolzen und von diesem durch eine Bohrung in das obere Lager der Pleuelstange gelangt. Das erreicht Büssing, indem er das Ölrohr dort in den Zylinder münden läßt, wo während des größten Kurbelweges der Kolbenbolzen die kleinste Bewegung macht und zwar kurz vor dem unteren Totpunkt.

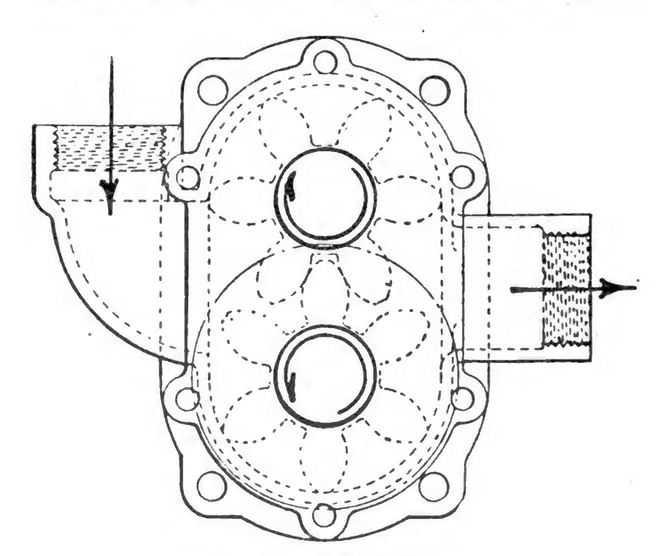
An dieser Stelle beginnt die Bohrung des Kolbenbolzens mit der des Zylinders anfangs nur wenig zu korrespondieren. Nach und nach wird der Weg, den das Öl zu nehmen hat, immer mehr freigelegt und der nach unten wandernde Kolben kommt wieder in die Stellung, wo er das Ölzuführungsloch im Zylinder abzusperren droht; dieses tritt ein, wenn der Kolben den unteren Totpunkt erreicht hat. Bei dem nun wiederkehrenden Hochgange des Kolbens öffnet sich der Weg wieder und wird durch den Kolben verschlossen. Durch geschickte Anordnung und Dimensionierung der Bohrungen stehen die Bohrungen bei jeder Tour während 1/3 Kurbelumdrehung in Verbindung, so daß unbedingt mindestens ein großer Teil des, durch die Handpumpe geförderten Öls in das Kolbenlager gelangen muß.

Je langsamer ein Automobilmotor dauernd laufen muß, desto sorgfältiger muß die Schmiervorrichtung ausgebildet werden und daher wird sich für Lastwagen- und Bootsmotoren auch die Ölzirkulation nach Figur 135 sehr gut eignen.

Die Kühlwasserpumpen.

Die Kühlwasserpumpe gehört mit zu den Nebenteilen, die man am besten vom Spezialfabrikanten fertig bezieht. Es gibt drei verschiedene Arten von Pumpen, deren Brauchbarkeit sich mit der Zeit erwiesen hat und zwar Zentrifugalpumpen, Zahnradpumpen und Exzenterpumpen.

Die Konstruktion der Zahnradpumpe ist in der Fig. 138 abgebildet. In einem dichtschließenden Gehäuse befinden sich zwei Zahnräder mit



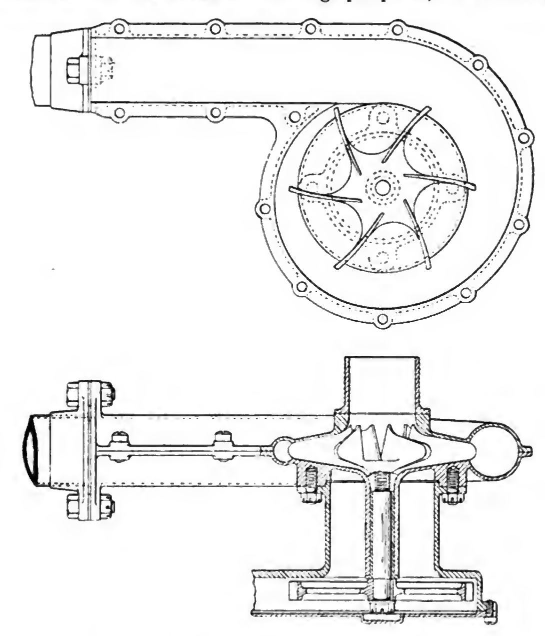
Figur 138. Zahnradpumpe.

großer Teilung, die miteinander im Eingriff stehen. Das Gehäuse ist nur um ein geringes größer ausgedreht, als der Durchmesser der Zahnräder beträgt. Das eine Zahnrad wird vom Motor angetrieben, während das andere leerläuft.

Die Zahnräder saugen im trockenen Zustande das Wasser nur aus geringer Höhe an, sodaß man für freien Zulauf sorgen muß. Das Wasser durchfließt die Pumpe nicht in gerader Richtung, wie sehr oft angenommen wird, sondern es wird durch die Zähne um den Umfang der Zahnräder geführt, wobei die in der Mitte ineinander greifenden

Zähne das Zurücktreten des Wassers verhindern. Bei der Montage zu beachten! In der Figur durch Pfeile angedeutet.

Mit gut dichtenden Zahnrädern leistet eine Zahnradpumpe einen beträchtlichen Druck, sodaß man mit geringen Rohrquerschnitten auskommt. Der Durchmesser der Wasserröhren beträgt ca. 15 mm. Die Fördermenge der Zahnradpumpe ist nur gering und man wendet daher für größere Motoren die bekannte Zentrifugalpumpe an, die ebenfalls in



Figur 139. Zentrifugalpumpe mit Zahnradantrieb.

Spezialausführungen für Automobilmotoren fabriziert wird. Ihre innere Einrichtung wird durch die Figur 139 illustriert.

Die Zentrifugalpumpe verlangt eine hohe Tourenzahl, weshalb sie meistens durch Friktion mit dem Schwungrade angetrieben wird. In neuerer Zeit verwenden aber auch viele Konstrukteure den direkten Antrieb durch Zahnräder ebenso wie bei der Zahnradpumpe und der Exzenterpumpe, die wir in der Figur 182 dargestellt haben.

Bei der Exzenterpumpe läuft exzentrisch gelagert ein zylindrischer Gußkörper, der durch einen beweglichen, am Gehäuse angelenkten Schieber an der Drehung um seine eigene Achse gehindert wird, in einem Gehäuse. Durch den Schieber wird gleichzeitig das Pumpengehäuse in zwei Kammern geteilt, von denen die eine mit dem Saugrohr, die andere mit dem Druckrohr verbunden ist.

Durch das Umlaufen des zylindrischen Körpers in dem Gehäuse entsteht eine fortlaufende Veränderung des Fassungsraumes der beiden Kammern, wodurch das Wasser angesaugt und fortgedrückt wird.

Zahnrad- und Exzenterpumpen machen in der Regel nicht mehr wie 2 bis 400 Touren pro Minute, während die Zentrifugalpumpen mit 1000 bis 2000 Touren laufen.

Für die Berechnung der Fördermenge für die Kühlpumpe ist es erforderlich, den Benzinverbrauch des zu kühlenden Motors zu wissen; dabei muß dann berücksichtigt werden, daß etwa 40% der durch Verbrennung erzeugten Wärme in das Kühlwasser gelangen. In den Automobilkühlern wird im Durchschnitt ein Temperaturfall von ca. 35° erzielt, sodaß das Wasser, welches mit etwa 70° in den Kühler tritt, denselben mit ca. 35° wieder verläßt. Im Benzin sind pro kg ca. 11000 und im Benzol ca. 8500 Wärmeeinheiten enthalten. Demnach werden pro kg Benzin ca. 4400 Wärmeeinheiten und pro kg Benzol ca. 3400 Wärmeeinheiten in das Kühlwasser geleitet.

Angenommen ein Motor braucht pro Stunde 10 kg Benzin und es soll berechnet werden, wie groß die Leistung der Pumpe sein muß.

Es werden also 44000 Wärmeeinheiten vom Kühlwasser aufgenommen, sodaß bei einem Temperaturabfall von 35° pro Stunde

$$\frac{44000}{35} = 1260 \text{ Liter Wasser pro Stunde}$$

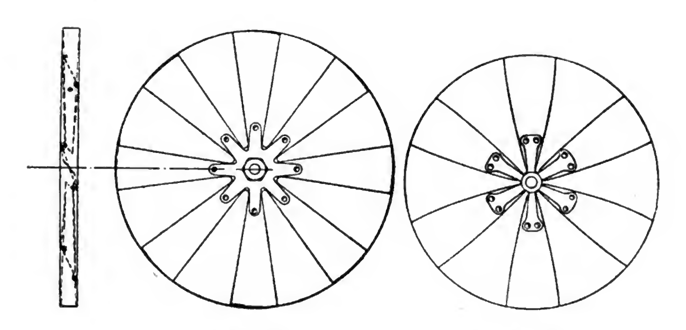
zirkulieren müssen.

Man dimensioniert vorteilhaft die Pumpe so, daß sie imstande ist, bedeutend mehr zu fördern, als verlangt wird, weil sich namentlich bei Zahnrad- und Exzenterpumpen mit der Zeit eine Verringerung des Nutzeffektes bemerkbar macht.

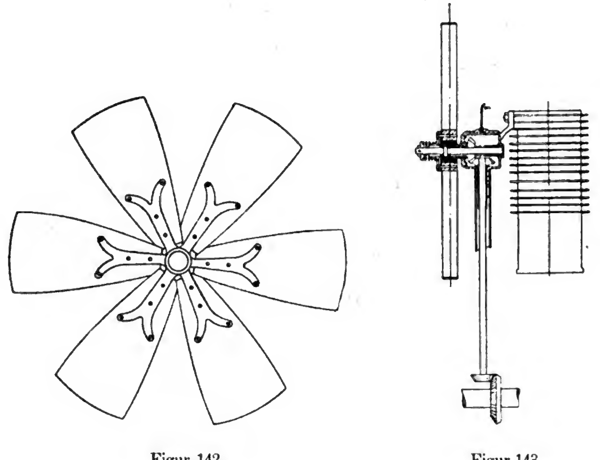
Verschiedene Ausführungsformen von Ventilatoren.

Die Ventilatoren, welche für die Herbeischaffung der Kühlluft benutzt werden, sind stets so angeordnet, daß sie die Luft gegen die Zylinder treiben. Sie saugen daher, wenn vor dem Motor ein Zellenkühler angebracht ist, die Luft durch die einzelnen Zellen desselben.

Kapselgebläse werden nur äußerst selten angewandt, denn es ist hinreichend bekannt, daß die einfachen Flügelventilatoren mit dem



Figur 140. Figur 141.
Verbindung der Flügel durch einen Flachring.



Figur 142.
Freistehende Flügel.

Figur 143.
Zahnradantrieb.

geringsten Kraftaufwand imstande sind, die größte Luftmenge in Bewegung zu versetzen.

Bei den Ventilatoren sind die einzelnen Flügel aus Stahlblech oder aus Aluminiumblech, letzteres ist, weil viel zu weich, nicht zu empfehlen, angefertigt und an ihren Enden mit einem Sternkörper vernietet, der einen Teil der Nabe bildet, die mit Kugelringen versehen ist. Die Flügel sind entweder einfach schräg gestellt oder ihre Mantelflächen besitzen eine schwache Wölbung, wonach sie sich also schraubenförmig abwickeln.

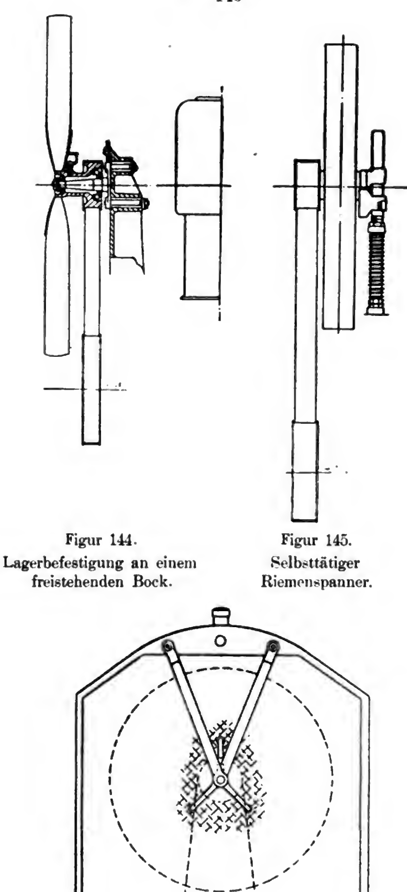
Besitzt der Ventilator schmale Flügel aus dünnem Blech, dann versteift man dieselben meistens dadurch, daß man um ihre Peripherie einen Ring aus Flacheisen oder Aluminiumblech legt. Ein solcher Ring hat gleichzeitig den Vorteil, als Schutzvorrichtung zu dienen, welche verhütet, daß man von seitlicher Richtung gegen die Flügel stößt. Die verschiedenen Ausführungsformen sind in den beigedruckten Figuren dargestellt.

Die Naben werden nach dem Vorbilde der Fahrradnabe mit Ölhaltung eingerichtet und es ist darauf zu achten, daß das hintere Lager in der Riemenzugmitte liegt. Der Antrieb erfolgt entweder durch eine gedrehte Lederschnur oder vermittelst eines Flachriemens, seltener durch Zahnradübersetzung. Da der Riemen sich bekanntlich mit der Zeit streckt, so ist meistens eine Spannvorrichtung vorgesehen, welche es gestattet, die Ventilatorachse höher oder niedriger zu stellen. Die Möglichkeit der Verstellung wird dadurch bewirkt, daß man den Lagerbock mit Schlitzen versieht, die sich auf den Stehbolzen verschieben lassen oder indem man den Lagerbock auf einem Exzenter befestigt, der sich um einen exzentrischen Drehpunkt schwingen läßt.

Man hat versucht, automatische Spannvorrichtungen für die Ventilatorachse zu benutzen, wobei meistens eine kräftige Druckfeder zur Anwendung kommt, die die Ventilatorachse bezw. den Lagerbock nach unten drückt. Diese Konstruktion hat sich jedoch nicht bewährt, weil sie sehr bald klapprig wird und auch auf den Riemen meistens einen zu starken Zug ausübt. Der Riemenzug, welcher zur Bewegung des Ventilators erforderlich ist, ist nur gering und die selbsttätigen Spannvorrichtungen sind daher überflüssig.

Die einfachste Übertragung geschieht durch den gedrehten Lederriemen, den man, wie bekannt, wenn er zu lang geworden ist, einfach verkürzen kann, indem man ihn etwas zusammendreht.

Bei genügend starker Ausführung der Ventilatorachse ist es gleichgültig, ob der Riemen sich vor dem Ventilator oder hinter demselben befindet. In der Regel ordnet man den Riemen hinten an, weil man dadurch den Riemenzug so dicht wie möglich an die Befestigungspunkte der Achse bringt.



Figur 144.
Lagerbefestigung an einem freistehenden Bock.

Figur 145.
Selbsttätiger Riemenspanner.

Figur 146.
Der Kühler als Lagerhalter. Schlechte Konstruktion.

Von größter Wichtigkeit ist die Frage, wo man den Lagerbock am besten befestigt. Man hat sehr oft den Ventilatorbock am Kühler angebracht und diese Befestigungsart hat zu vielen Unzuträglichkeiten geführt.

Unter Umständen ist das Kühlwasser bei einem Automobilmotor ein sehr kostbarer Stoff, was einem meistens erst dann klar wird, wenn man einmal gezwungen ist, wegen Mangel an Kühlwasser in einer öden Gegend liegen bleiben zu müssen.

Der Kühler mit seinen vielen Lötstellen ist aber gewissermaßen nur ein notdürftig verklebtes Sieb, das meistens recht bald undicht wird. Es ist bekannt, daß alles, was nicht niet- und nagelfest am Automobil ist, sich sehr bald lockert und so geht es auch sehr oft mit den Lötverbindungen des Kühlers.

Während sich nun die Erschütterungen, die durch das Fahren ausgelöst werden, nicht verhindern lassen, muß man jede Möglichkeit zu vermeiden suchen, welche dazu angetan ist, den Kühler in unnötiger Weise zu beanspruchen. Es ist ganz klar, daß durch die vielen Schläge, die durch den Riemenverbinder erzeugt werden, der Kühler bedeutend mehr beansprucht wird, als durch die anderen Erschütterungen, welche das Fahren mit sich bringt.

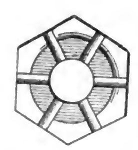
Einwandfreie Lagerungen erreicht man, wenn man den Lagerbock entweder verstellbar an einem Schlitten, der am Zylinder angegossen ist, befestigt oder indem man den Lagerbock als Ständer ausbildet, der mit dem Kurbelgehäuse verschraubt ist. Der Antrieb des Ventilators erfolgt entweder von der Motorenwelle oder von der Steuerwelle aus.

Schraubensicherungen.

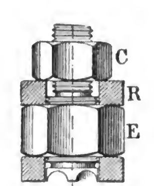
Die Sicherung der Muttern muß bei Automobilmotoren gewissenhaft durchgeführt sein, denn alles, was nicht niet- und nagelfest ist, löst sich durch die vielen Erschütterungen, denen der Motor im Betriebe ausgesetzt ist.

Wir haben leider bis heute noch keine Mutternsicherung, die mit der Mutter ein Stück bildet und von der man behaupten kann, daß sie mit absoluter Sicherheit funktioniert.

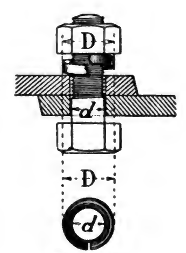
Es ist vorgeschlagen worden, die Mutter oben etwa bis zur halben Mutterhöhe zu schlitzen, nachdem das Gewinde geschnitten wurde. Diesen Schlitz dann etwas zusammenzudrücken und die Mutter zu härten. Beim Aufschrauben soll sich dann eine solche Mutter fest um das Gewinde legen, doch sind Erfahrungen über diesen Vorschlag noch nicht gesammelt worden.



Figur 147.
Kronenmutter.



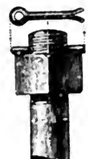
Figur 148.
Abgesetzte Kontremutter.



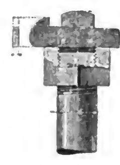
Figur 149.
Federnder Ring.



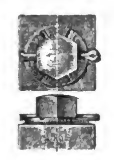
Figur 150.
Einfache Kontremutter.



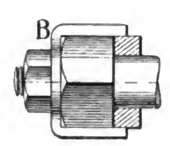
Figur 151.
Versplintet.

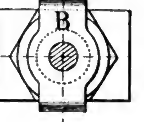


Figur 152.
Steckkeil.

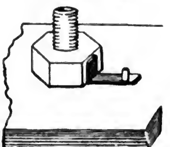


Figur 153.
Bolzensicherung.

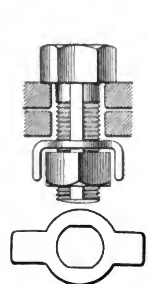




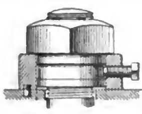
Figur 154.
Kontremutter mit Lappenscheibe.



Figur 155. Figur 156.
Sicherungen durch Blechstücke.



Figur 157. Abgeflachte Schraube mit Façonscheibe.



Figur 158. Mutter mit Hals, Ring mit Prisonstift und Made.

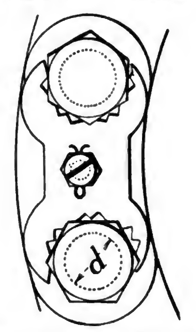


Fig. 159. Sicherung durch Blechstücke, namentlich bei zusammengesetzten Kurbelwellen.

In England fabriziert man Muttern, die aus spiralig gewalztem Material bestehen und die sich fest um das Gewinde legen. Eine solche Mutter sitzt so fest, daß man zum Abschrauben zwei Schlüssel anwenden muß, wovon der eine die obere und der andere die untere Hälfte der Mutter umfaßt, wodurch gleichzeitig beim Abschrauben die Spirale der Mutter etwas auseinandergezogen wird. Solche Muttern sind nahezu noch einmal so hoch wie die gewöhnlichen und kommen z. Zt. in den Handel.

In der vorstehenden Tabelle sind verschiedene Arten von Muttersicherungen abgebildet, von denen sich jedoch nur zwei Ausführungen im Automobilbau fest eingeführt haben. Die eine ist die sogenannte Kronenmutter, bei welcher der Kopf querlaufende Schlitze besitzt, durch welche der durch den durchbohrten Gewindeschaft gesteckte Splint das Abdrehen der Mutter verhindert.

Die andere Art der Muttersicherung wird vielfach bei Flachmuttern und dort wo die Gewindeenden nicht vorstehen dürfen, angewandt. Sie bestehen aus einem etwa 1 mm starken Blechstück, welches mit verschiedenen Aussparungen versehen ist, durch die die Mutter ebenfalls am Zurückdrehen verhindert wird.

Die umständliche Sicherung der Muttern durch Splinte verteuert die Fabrikation, sie gibt aber gleichzeitig dem Automobilbesitzer ein erhöhtes Gefühl der Sicherheit und erspart dem Fabrikanten viele Scherereien, denn es sind Fälle vorgekommen, wo sich nichtgesicherte Muttern an dem Zylinderflanschen gelöst haben, wodurch die Flanschen im Betriebe abgerissen sind, wodurch dann der ganze Motor in Stücke geht.

Dimensionen und Gewichte der hauptsächlichsten Motorenteile.

1. Paarweis gegossene Zylinder inkl. Verschraubungen.

Höhe 280 mm	90 mm	Bohrung	120 mm	Hub	23 kg.
„ 320 „	110 „	„	120 „	„	29 „
„ 338 „	120 „	„	130 „	„	37,5 „

2. Ventile.

Kopf Durchm.	Schaft Durchm.	Länge	Gewicht
43 mm	8 mm	130 mm	0,107 kg
52 „	8 „	145 „	0,145 „
51 „	9 „	170 „	0,170 „
64 „	10 „	180 „	0,237 „

3. Kolben.

Durchmesser	Länge	Bolzenstärke	Gewicht
90 mm	135 mm	16 mm	1,6 kg
110 „	150 „	18 „	2,6 „
120 „	150 „	18 „	2,6 „

4. Pleuelstangen.

Für Motor	Länge	Gewicht
90/120 mm	270 mm	1 kg
110/120 „	270 „	1,5 „
120/130 „	295 „	3, „

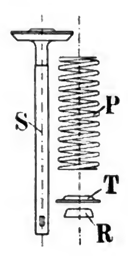
5. Kurbellwellen.

Für Motor		D. mm	k. Arm mm	l. Arm mm	Br. Arm mm	Länge mm	Gewicht kg	Verwendungszweck
2 Zyl.	90/120	31	22	26	45	520	5,8	Touren- u. Lastw.
2 „	110/120	38	23	26	50	560	9,2	„ „ „
4 „	90/120	31	18	24	45	740	9,6	„ „ „
4 „	110/120	38	24	26	50	840	15	„ „ „
4 „	120/130	45	22	26	58	865	20,5	schw. Lastwagen
6 „	120/130	45	22	26	58	1230	28,2	Tourenwagen

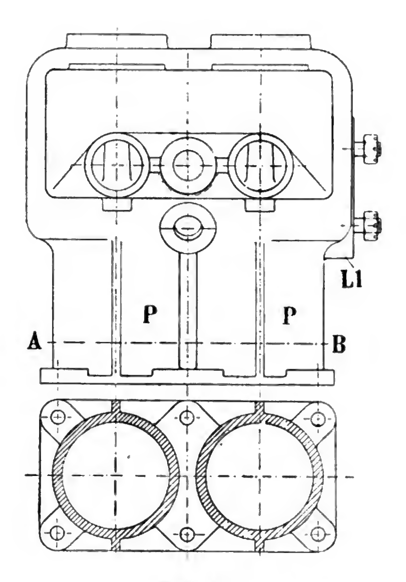
D. = Wellendurchmesser.
k. Arm = Stärke des kurzen Kurbelarmes.
l. Arm = Stärke des langen Kurbelarmes.
Br. Arm = Breite der Kurbelarme.

6. Kurbelgehäuse aus Nickelaluminium.

Zweizyl.	90/120	Gewicht	16,5 kg
Vierzyl.	90/120	„	34,9 „
„	110/120	„	31,8 „
„	120/130	„	41 „



Figur 160.
Ventil mit Feder, Teller und Vorstecker.



Figur 161.
Ansicht des Doppelzylinders und Schnitt in der Richtung A—B.

Konstruktions-Beispiele.

I. Motoren mit Wasserkühlung.

Nachdem wir kennen gelernt haben, worauf es bei der Konstruktion eines Automobil-Motors am meisten ankommt, wollen wir den Lesern vor Augen führen, wie man am einfachsten einen Motor konstruiert.

Wir haben uns zwei Aufgaben gestellt, welche wir lösen wollen und zwar handelt es sich um die Konstruktion eines vierzylindrigen Motors von sechs und eines solchen von zehn Steuerpferden. Bedingung ist bei beiden Konstruktionen Ausführungsmöglichkeit in Serien oder in Massenfabrikation.

Zunächst wollen wir uns an die Erledigung der ersten Aufgabe machen und einen vierzylindrigen Motor von sechs PS konstruieren. Wir wählen für diesen Motor eine Zylinderbohrung von 75 mm und einen Hub von 88 mm. Danach beträgt die Leistung nach der Steuerformel

$$L = 0,3 \,.\, i \,.\, d^2 \,.\, s$$

also

$$0,3 \,.\, 4 \,.\, 56,25 \,.\, 0,088 = 5,94 \text{ PS.}$$

Die Kolbenfläche ist 44,18 qcm, demnach beträgt das

$$\text{Hubvolumen} = 44,18 \,.\, 8,8 = 388,78 \text{ ccm}$$

Die Kompression soll 5 Atm. betragen, folglich muß der Kompressionsraum einen Inhalt von

$$\frac{\text{Hubvolumen}}{4} = \frac{388,78}{4} = 97 \text{ ccm}$$

besitzen.

Die Ventile sollen an beiden Seiten der paarweis gegossenen Zylinder angeordnet sein. Ihr kleinster Sitzdurchmesser muß demnach mindestens, siehe Seite 67,

$$\frac{\text{Kolbendurchmesser}}{2,5} = \frac{75}{2,5} = 30 \text{ mm}$$

betragen.

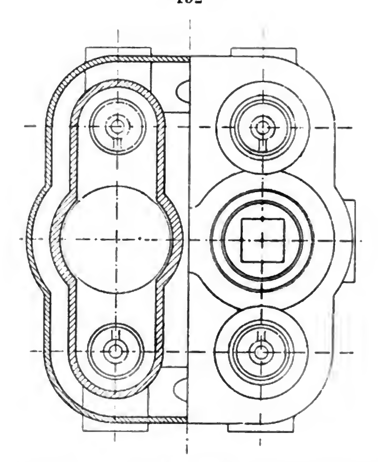
Die Strömungsgeschwindigkeit am Ventilsitz soll bei 1500 Touren 50 m pro Sekunde nicht überschreiten, demnach muß der erforderliche

$$\text{freie Ventilquerschnitt} = \frac{1500 \cdot 388,78}{50 \cdot 30 \cdot 100} = 3,88 \text{ qcm}$$

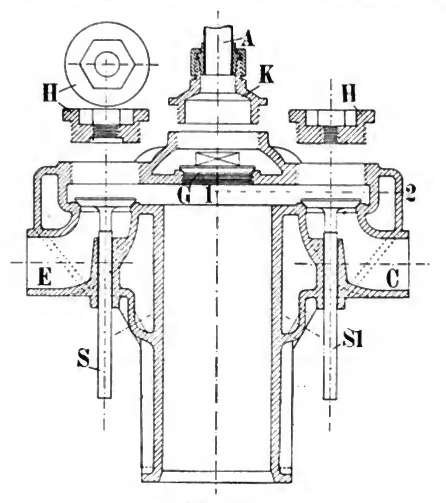
betragen.

Der Hub des Saugventils ist dann

$$\frac{3,88}{3 \cdot 3,14} = \sim 0,4 \text{ cm}$$



Figur 162.
Zylinder von oben gesehen und Schnitt durch den Explosionsraum eines Zylinders.



Figur 163.
Querschnitt durch den Zylinder.

D a s A u s p u f f v e n t i l m u ß d i e d o p p e l t e H u b h ö h e , a l s o 0,8 c m b e s i t z e n. D e r V e n t i l s c h a f t erhält einen Durchmesser von

$$\frac{\text{Sitzdurchmesser}}{4} = 7{,}5 \text{ mm}$$

Da man bei wassergekühlten Zylindern nicht unter eine Wandstärke von 6 mm gehen kann, weil durch schiefes Einlegen der Kerne sich sehr oft erhebliche Differenzen in den Wandstärken bemerkbar machen, so sind wir an dieses Maß gebunden.

Um eine gute Wasserzirkulation und gleichmäßige Kühlung der Zylinderwandungen zu erreichen, sind die Zylinder so weit auseinander gerückt, daß sich zwischen ihnen ein Abstand von 12 mm befindet, siehe Figur 161. Danach beträgt die Entfernung der Zylindermitten von einander 99 mm.

Die Figur 162 zeigt die Zylinder von oben gesehen mit einem Schnitt durch den linken Zylinder in der Richtung 1—2, Figur 163. Die Ventilkammern besitzen einen inneren Durchmesser von 55 mm und sie stehen durch ebenso breite Kanäle mit dem Explosionsraum in Verbindung.

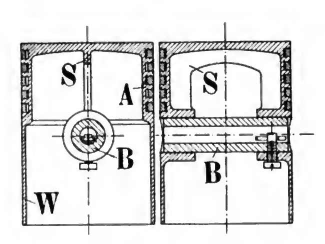
Sowohl die Zugänge E zu den Einlaßventilen, als auch die Ausgänge C von den Auspuffventilen sind getrennt voneinander angeordnet. Es steht der Vereinigung der Zugänge zu den Einlaßventilen für je einen Zylinder nichts entgegen, doch empfiehlt sich, um weniger Ausschuß zu erhalten, die Einzelanordnung, wo dieses möglich ist.

D i e A u s l a ß k a n ä l e C m ü s s e n j e d o c h i m m e r e i n z e l n a n g e o r d n e t w e r d e n , w e n n m a n m i t w e n i g K ü h l w a s s e r a u s k o m m e n w i l l , w e s h a l b m a n j e d e V e r l ä n g e r u n g d e s A u s p u f f w e g e s i m Z y l i n d e r v e r m e i d e n m u ß. Die Ventilkammern werden nach oben durch die Verschlußmutter H aus Rotguß verschlossen, wovon diejenige, welche sich über dem Einlaßventil befindet, die Zündkerze aufnimmt. In die Verschlußmutter, welche sich über dem Auslaßventil befindet, wird der Kompressionshahn geschraubt, siehe Tafel III, IV, V.

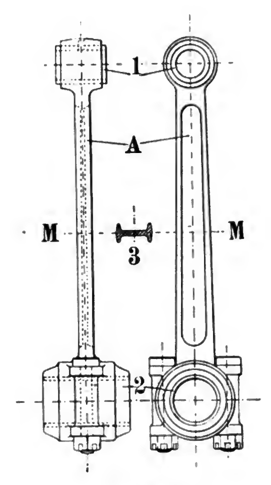
D i e Z y l i n d e r sollen mit geführter Bohrstange auf der Revolverbank ausgebohrt werden und müssen daher eine Öffnung besitzen, welche durch die Verschlußmutter G verschlossen wird. Letztere ist aus Gußeisen gefertigt und besitzt einen konischen Rand, der sich fest in den Konus drückt.

D i e V e r s c h l u ß m u t t e r n besitzen gleiche Gewinde, die sehr sauber passen müssen und die Abdichtung erfolgt bei H durch untergelegte Kupferringe mit Asbesteinlage, während G meistens trocken eingeschraubt wird und festrosten muß.

Nach oben wird der Wassermantel durch die Anschlußkappe K abgeschlossen, mit welcher das Wasserableitungsrohr A durch Überwurfmuttern in bekannter Weise verschraubt ist, siehe Figur 163.



Figur 164.
Schnitt durch den Kolben.



Figur 165.
Die Pleuelstange.

Der Kolben, Figur 164, besitzt eine Länge von 104 mm. Der Boden ist in der Mitte 4 mm stark und wird durch eine Rippe S verstärkt, die von Putzen zu Putzen läuft und gleichzeitig die Kolbenputzen stützt. Die Wandstärke beträgt bei A 6 mm und bei W 2 mm.

Der Kolbendurchmesser beträgt 74,9 mm. Der Bolzen B besitzt einen Durchmesser von 20 mm und eine Bohrung von 14 mm. Er erhält eine Bohrung von 4 mm, welche nach unten gerichtet ist, um das Schmieröl an das Kolbenlager der Pleuelstange zu bringen.

Die Pleuelstange A, Fig. 165, wird 5,25 Kurbel lang, sodaß ihre Länge 23,2 cm beträgt. Sie soll im I-Profil ausgeführt werden und ihren Querschnitt, an der gefährlichen Stelle bei M, wollen wir zunächst berechnen.

Der Explosionsdruck ist gleich

$$44{,}18 \cdot 20 = \sim 884 \text{ kg}.$$

Wir berechnen J für den rechteckigen Querschnitt und bedienen uns dazu der abgekürzten Formel laut Seite 82.

$$L^2 = 23{,}2 \cdot 23{,}2 = \sim 540,$$

dann ist bei 20facher Sicherheit

$$\frac{B \cdot H^3}{12} = \frac{884 \cdot 540}{1036350} = 0{,}46 = J.$$

Da J = 0,46 bei 20facher Sicherheit ist, so ist W bei fünffacher Sicherheit = 0,115.

Für den I-Querschnitt ist

$$J = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = 0{,}46.$$

Wie aus der Zeichnung hervorgeht, kann das Profil der Pleuelstange eine Höhe von 2,5 cm besitzen. Nehmen wir das Verhältnis von B : H wie 1 : 2 und eine Flanschstärke von 2,5 mm an, dann ist

$$B = 1{,}25 \text{ cm},$$
$$H = 2{,}5 \text{ cm},$$
$$h = 2 \text{ cm},$$

folglich ist

$$0{,}46 = \frac{1{,}25 \cdot 2{,}5^3 - b \cdot 2^3}{12} = \frac{1{,}25 \cdot 15{,}6 - b \cdot 8}{12},$$

demnach ist

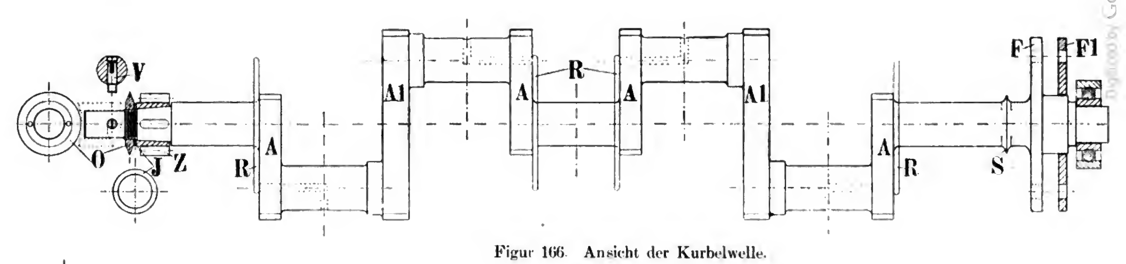
$$8\,b = \frac{1{,}25 \cdot 15{,}6}{0{,}46 \cdot 12} = \sim 3{,}5$$

und

$$b = \frac{3{,}5}{8} = 0{,}43 \text{ cm},$$

die Stegstärke ist dann

$$\begin{array}{r} 1{,}25 \\ -\,0{,}86 \\ \hline 0{,}39 \end{array} \text{ cm also} \sim 4 \text{ mm}.$$



Figur 166. Ansicht der Kurbelwelle.

R
3
2
A1
F1
A

Figur 167.
Ansicht und Schnitt
durch den Ölring.

Figur 168.
Ansicht der Kurbel-
welle vom Flansch aus.

Die Pleuelstange erhält die in der Figur 165 dargestellte Form. Die Buchse 1 ist 37 mm lang und aus gehärtetem Stahl, während das Kurbellager 2 aus Bronze besteht und eine Fütterung aus Weißmetall besitzt. Der Kopf erhält 2 Schraubenbolzen aus Maschinenstahl mit 3/8″ Gewinde.

Um die Abmessung der Buchse des Pleuelstangenkopfes bestimmen zu können, müssen wir erst die Kurbelwelle berechnen.

Die Kurbelwelle, siehe Figur 166, ist aus einem Stück gearbeitet und dreimal gelagert. Sie erhält eine Stärke von 30 mm. Demnach erhalten die Kurbelarme eine Breite von

$$30 + \frac{30}{2,8} = \sim \mathbf{41} \text{ mm.}$$

Die Stärke der kurzen Kurbelarme beträgt

$$\frac{\text{Bohrung}}{5} = \frac{75}{5} = \mathbf{15} \text{ mm,}$$

während die langen Kurbelarme

$$\frac{\text{Hub}}{5} = \frac{88}{5} = \mathbf{18} \text{ mm}$$

stark werden.

Das Lager des Pleuelstangenkopfes muß daher mindestens eine Breite von

$$\frac{44,2 \cdot 25}{3 \cdot 85} = \mathbf{43} \text{ mm}$$

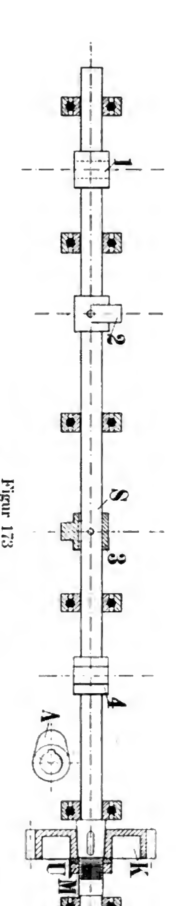
besitzen. Da genügend Raum zur Verfügung steht, machen wir den Kurbelzapfen 6 cm lang, sodaß das Kurbellager der Pleuelstange eine Länge von 5,8 cm erhält, wodurch wir den Flächendruck auf

$$\frac{1105}{5,8 \cdot 3} = \mathbf{64} \text{ kg}$$

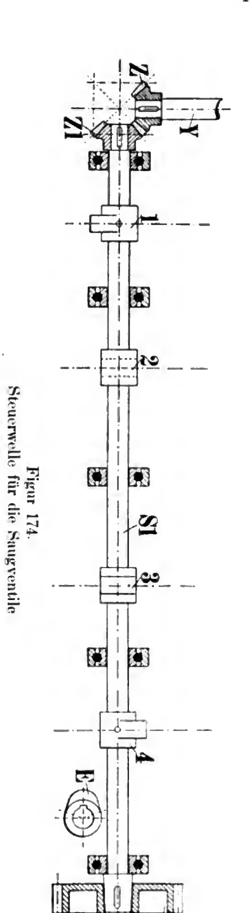
pro qcm verkleinern.

Danach erhält der mittlere Wellenzapfen zwischen der zweiten und dritten Kurbel eine Länge von 60 mm. Das vordere Ende der Kurbelwelle ist ebenfalls auf eine Länge von 60 mm gelagert, während das hintere, dem Schwungrade zugekehrte Wellenende eine gelagerte Zapfenlänge von 75 mm erhält.

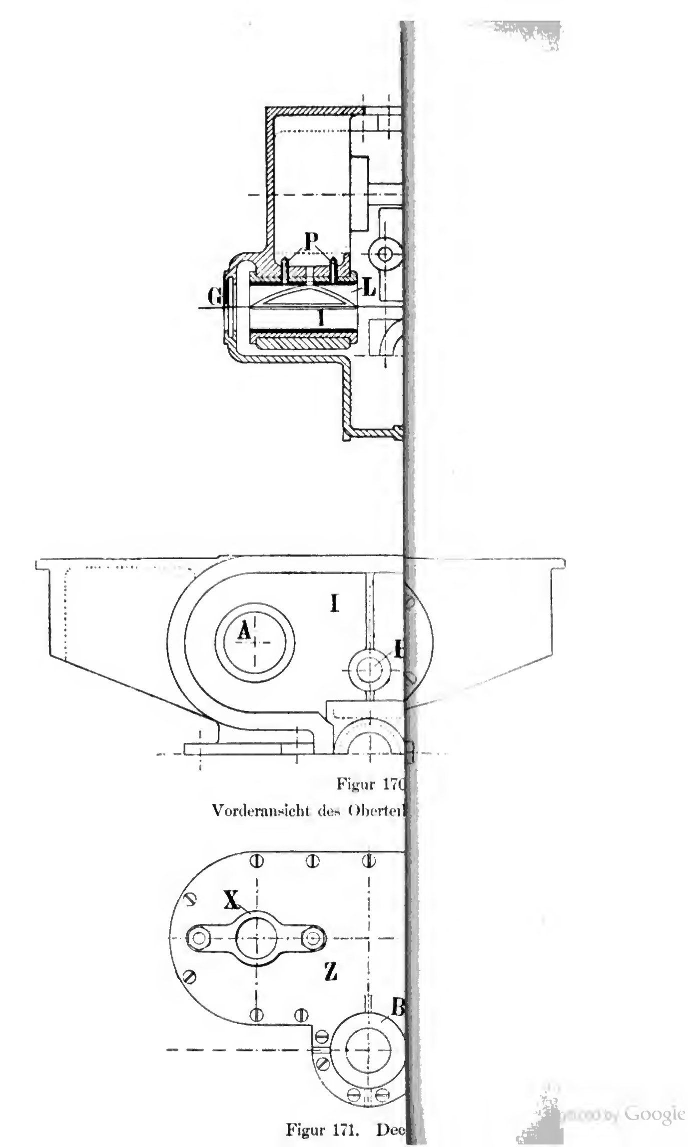
Die Befestigung des Schwungrades geschieht an einem Flansch von 120 mm Durchmesser und 8 mm Stärke. Es besitzt einen Durchmesser von 350 mm und wird mit sechs Schrauben befestigt, deren Muttern sich auf einen Gegenflansch F 1 legen. Das auf dem Ende sichtbare Kugellager dient zur Lagerung der Kupplung. Siehe „Die Kupplungen der Automobilmotoren“ Seite 115. Die ausreichende Schmierung der Wellenzapfen wird durch Zentrifugal-



Figur 173
Steuerwelle für die Auspuffventile.



Figur 174.
Steuerwelle für die Saugventile



Figur 170
Vorderansicht des Oberteil

Figur 171. Dec

schmierung bewirkt. Zu diesem Zweck sind an den kurzen Kurbelarmen A, Figur 166, flache Blechringe R, aus Messingblech gedrückt, befestigt. Ein Schnitt durch einen Ring ist in der Figur 167 dargestellt. Das von den Köpfen der Pleuelstangen emporgeschleuderte Öl gelangt in den umgebogenen Rand des Ringes R und da dieser mit der Bohrung der Kurbelwelle in Verbindung steht, so wird das aufgefangene Öl durch die Zentrifugalkraft gezwungen, an die Lagerschalen der Kurbelzapfen zu dringen. Ein dichter Anschluß des Ringes an der Stelle, wo sein Bohrloch mit dem der Kurbelwelle korrespondiert, ist erforderlich; Lochweite 5—6 mm.

Um das Ausfließen des Öls über die Wellenenden hinaus nach Möglichkeit zu verhindern, befindet sich neben dem Flansch F ein Spritzring S, von dem das Öl, welches nach außen über den Wellenzapfen tritt, abspritzt. Außerdem erfolgt noch eine Abdichtung der Welle durch Filzringe, die im Gehäuse untergebracht sind. Ein zweiter Spritzring O, der gleichzeitig als Kontremutter ausgebildet ist, befindet sich neben dem kleinen Zahnrad Z und zwischen beiden liegt eine Unterlagscheibe J. Das Zahnrad besitzt 14 Zähne Modul 3 und einen Durchmesser von 48 mm. Der eingesetzte Stift V aus gehärtetem Gußstahl (blau angelassen), dient zum Halten der Andrehkurbel. Er hat einen Durchmesser von 8 mm, ist konisch eingesetzt und gegen Herausfliegen durch eine Schraube gesichert. Sehr oft findet man bei kleinen Motoren, daß der Stift nicht gesichert ist und leicht verloren geht. Auf eine gute Sicherung ist daher sehr zu achten, denn wenn der Stift verloren gegangen ist, kann man den Motor nicht andrehen.

Eine Ansicht der Welle vom Flansch Fl aus gesehen, zeigt die Figur 168.

Die Welle ist am Oberteil des Gehäuses I, Tafel I, in ausgegossenen Gleitlagern L gelagert. Davon nimmt das Lager 1 das Wellenende auf, an welchem das Schwungrad befestigt ist, während die beiden Lager 2-2 gleich lang sind. Die Lagerschalen werden durch Stifte P an der Drehung gehindert und besitzen ein Schmierloch, das mit der Ölfangschale des Trägers in Verbindung steht. Bei G erkennt man auch die Rinne, in welche die Filzabdichtung für die Welle gelegt wird.

Das Gehäuse wird aus Nickelaluminium gegossen und erhält eine Wandstärke von 4 bis 5 mm. Die auftretenden Drücke werden hauptsächlich von den langen Schraubenbolzen aufgenommen, die die Lagerdeckel halten. Diese Bolzen besitzen unten einen Kopf und am Ende die Mutter mit der Unterlagscheibe, die sich auf die Oberseite des Gehäuses legt. Diese Anordnung wird heute fast allgemein getroffen und hat hauptsächlich den Zweck, etwaige Spannungen im Aluminiumguß, die sich schädlich auf die Wellenlagerung bemerkbar machen können, von den Lagern fern zu halten. Man kann derartig gebaute

Motoren auch sehr leicht untersuchen, ob ihre Lager warmlaufen oder ausgelaufen sind, indem man nur das Unterteil entfernt.

Am Gehäuseoberteil befinden sich auch die Lager der Steuerwellen S und Sl, Fig. 173 u. 174. Die Steuerwelle besitzt einen Durchmesser von 15 mm und läuft in Kugelringen. Man kann die Steuerwelle, nachdem man die Deckplatte Z, Figur 171, Tafel I, abgenommen hat, ohne weiteres herausziehen. Die Lagerung erfolgt in Ringen, die mit Rippen versehen und die am Gehäuse angegossen sind. Für die Steuerwelle S der Auspuffventile ist noch ein Kugelring für die Lagerung in L, Figur 172, nötig, weil das Ende S noch durch den Riemenzug des Ventilatorriemens beansprucht wird.

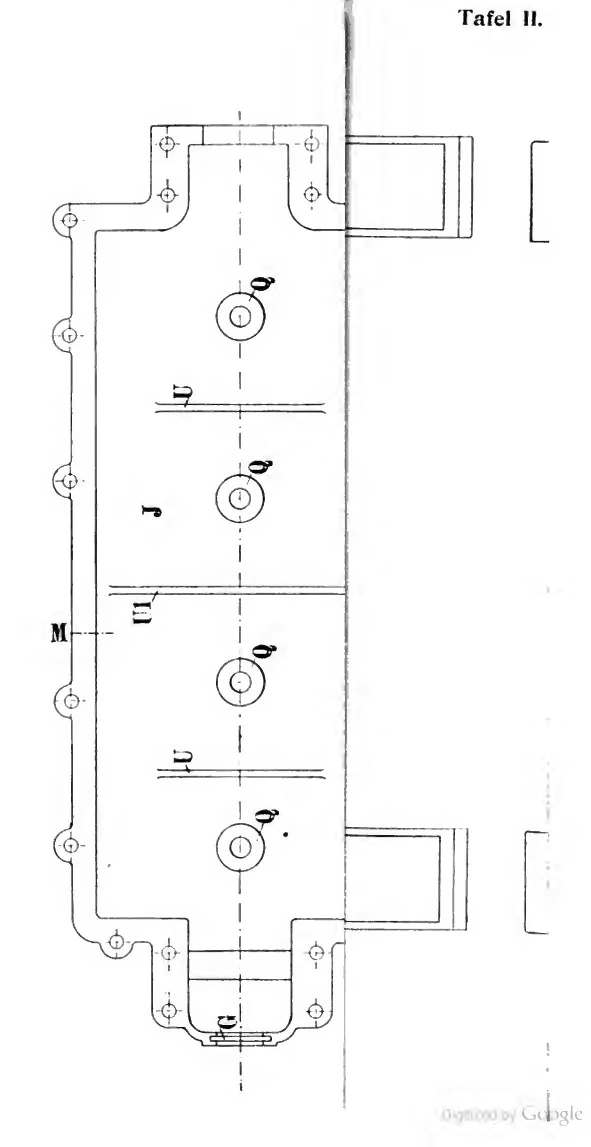
Der Antrieb der Steuerwellen erfolgt unter Vermittlung eines Zwischenzahnrades aus Gußeisen, das leer auf einem Stehbolzen läuft, der durch Konus und Mutter am Gehäuse bei B befestigt ist, Figur 169, Tafel I. Dieses Zwischenrad hat einen Durchmesser von 84 mm und besitzt 26 Zähne Modul 3, während die beiden Zahnräder der Steuerwellen einen Durchmesser von 90 mm und 28 Zähne besitzen.

Die Steuerwelle des Saugventils treibt mit ihrem vorderen Ende die Wasserpumpe, während sie am hinteren Ende mit einem Kegelzahnrade Z1 versehen ist, das mit einem ebensolchen Z im Eingriff steht. Die durch diese Zahnräder angetriebene Welle Y dient oberhalb des Gehäuses zur Montage des Stromunterbrechers oder zum Antrieb des Magnetinduktors.

Das Untergehäuse J besitzt in der Mitte eine hohe Rippe X, Tafel I, durch welche verhütet wird, daß das Öl beim Befahren einer Steigung sich auf dem einen Ende des Gehäuses sammelt, wodurch dann mindestens zwei Kurbelzapfen trocken laufen würden. Zwei weitere kleine Rippen dienen namentlich zur Beruhigung des Öls, damit dasselbe nicht zu sehr durch die Erschütterungen beunruhigt wird. Somit ist die Unterschale in vier Abteilungen geteilt, die jede wieder mit einer Auslaßöffnung Q versehen ist, in welche Hähne geschraubt werden. In der Figur 175 ist die Unterschale von oben gesehen abgebildet, die hohe Rippe ist mit U1 bezeichnet, während die niedrigen Rippen mit U bezeichnet sind. Die Figur 176 zeigt einen Schnitt in der Richtung M—N.

Die Figur 177, Tafel II, zeigt das Oberteil des Gehäuses von unten gesehen und läßt namentlich die Verstärkung der Montagefläche durch Rippen erkennen. Die Ventilstößel werden durch die Öffnungen V gesteckt Die Putzen, welche sich rechts und links neben den Öffnungen V befinden, erhalten ebenso wie die, welche zur Aufnahme der Stehbolzen für die Zylinderbefestigung dienen, eine Höhe von 15 mm. In der Figur 178 ist das Gehäuse von oben gesehen dargestellt, und wir erkennen zwischen den beiden Zylinderpaaren sowie an den Enden je zwei Bohrungen, durch welche die Bolzen der Lagerdeckel gesteckt

Tafel II.



werden. Die von der Steuerwelle Sl angetriebene Welle Y geht durch die Öffnung K nach oben.

Die Steuerwellen werden bei größeren Motoren fast ausnahmslos mit den Nocken aus einem Stück hergestellt; bei der vorliegenden Konstruktion, wo es namentlich auf eine billige Herstellung ankommt, sind die Nocken einzeln auf die Welle gesteckt, mit Nut und Feder befestigt und verstiftet.

Die Ventilstößel sind mit einfachen Gabelköpfen, Figur 179, versehen und erhalten ihre Sicherung gegen Verdrehen durch einen Fräserschnitt von 4 mm Weite, der über einen eingeschraubten Stift gleitet. Der Stößelkopf 1 ist verstellbar eingerichtet. Er ist mit einem 3/8"-Gewinde versehen und seine Stellung wird durch eine Kontremutter 2 gesichert. Der Schaft des Stößels 3 ist 10 mm stark, während die Rolle 4 einen Durchmesser von 20 mm besitzt.

Die Stößelführung V besteht aus Rotguß oder Bronze.

Die Konstruktion des Ventilators geht aus der Figur 180 ohne weiteres hervor. Zu bemerken ist, daß die Nabe ölhaltend sein muß, weshalb man dieselbe nach hinten durch eine eingesprengte Scheibe, deren Bohrung ca. 1 mm größer ist als der Zapfendurchmesser, abschließt. Die Antriebsscheibe ist in der Figur 181 im Schnitt 1 bis 2 und in der Ansicht dargestellt. Der Rand R dient dazu, das Spritzöl zurückzuhalten, welches vom Lager der Steuerwelle herrührt. Die für die Wasserzirkulation notwendige Pumpe, Fig. 182, ist als Excenterschieberpumpe konstruiert. Ihr Gehäuse O wird mit zwei Stehbolzen und Muttern bei X, Figur 172, Tafel I, befestigt. Der Wellenzapfen ist vierkantig abgesetzt, und dieses Vierkant paßt in eine gleiche Aussparung der Steuerwelle S 1.

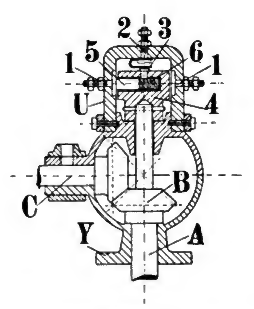
Die Welle W ist excentrisch abgedreht, wodurch eine kleine Kurbel X entsteht, auf die der Excenterkolben K gesteckt wird. Eine Stopfbuchse S besorgt die nötige Abdichtung der Pumpe gegen das Kurbelgehäuse, während auf der anderen Seite eine einfache Deckplatte den Abschluß bildet.

Der Kolben K legt sich mit seinem Umfang genau gegen die Wandung der Pumpe und ein Schieber B, der sich in den Schlitz im Kolben legt, teilt den Raum zwischen Kolben und Gehäuse in zwei Teile, die bei der Drehung der Welle W abwechselnd größer und kleiner werden, wodurch die Saug- und Druckwirkung hervorgerufen wird. Die Pumpenwelle rotiert in der Richtung des Uhrzeigers, das Wasser wird durch E angesaugt und durch A ausgestoßen. Die in der Figur 182 dargestellte rechte Zeichnung zeigt einen Schnitt in der Richtung 1 bis 2. Die Selbstanfertigung der Pumpe empfiehlt sich nicht, weil man dieselbe billiger von den Spezialfabriken fertig bezieht.

In der Zusammenstellung Tafel III ist der Motor von der Saugventilseite und auf Tafel IV von der Auspuffventilseite dargestellt.

Die Buchstabenbezeichnung ist bei allen Teilen die gleiche, bis auf die inneren, die wir erklärt haben.

In den beiden Zusammenstellungszeichnungen ist der Stromunterbrecher U für Akkumulatorenzündung eingerichtet, es kommt jedoch vielfach vor, daß man einen kleinen Motor wie diesen nur mit Magnet-Hochspannungs-Zündung versieht. Die großen Magnetapparate für Vierzylinder sind aber für den kleinen Motor zu teuer und deshalb ist für diesen Motor eine besondere Zündvorrichtung konstruiert worden, die mit einem einfachen Magnetapparat für einen zweizylindrigen Fahrradmotor funktioniert.

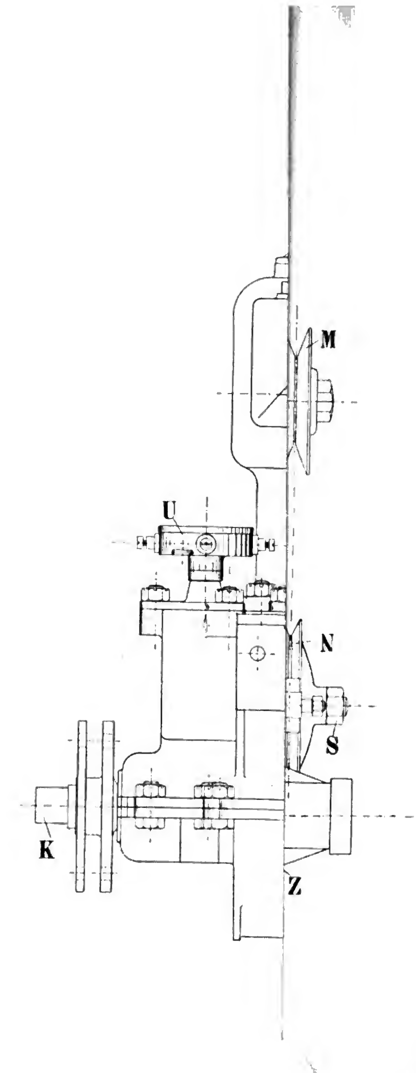


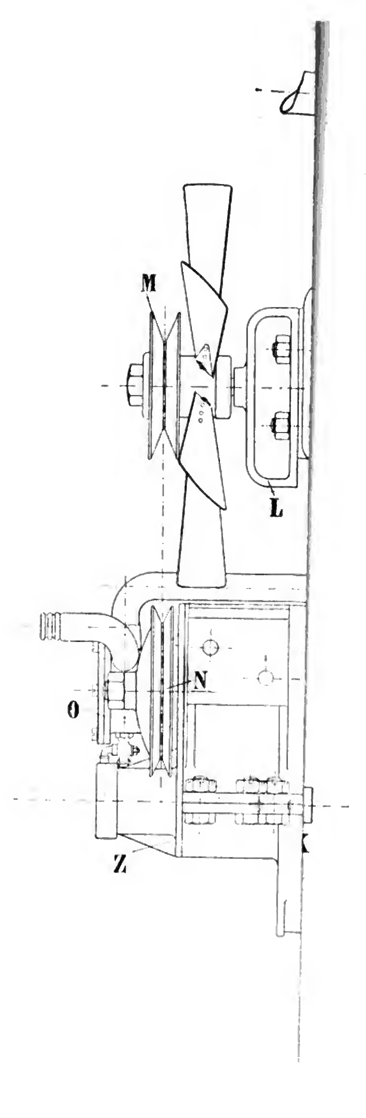
Figur 187.
Schnitt durch den Stromverteiler und den Antrieb des Magnetapparates.

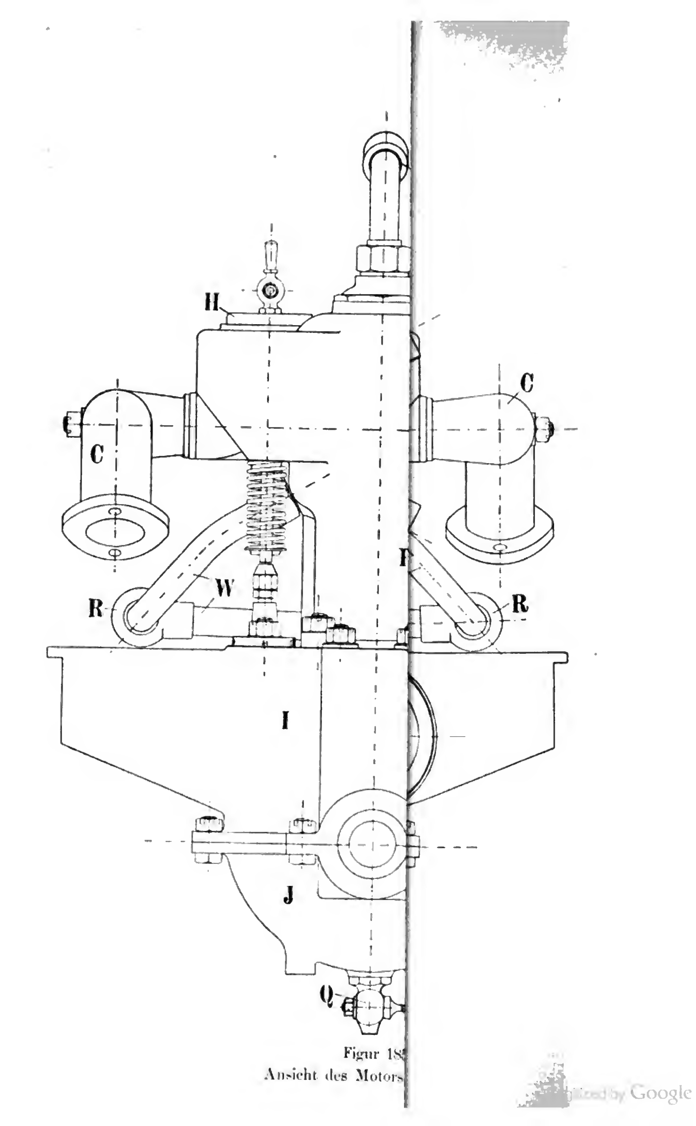
Ein solcher zweipoliger Hochspannungsmagnet muß mit derselben Tourenzahl wie die Motorenwelle umlaufen. Sein Antrieb erfolgt durch die horizontale Welle C unter Vermittelung des Kegelrades B, das ebenso schnell rotiert wie die Steuerwelle. Auf Tafel V, Figur 185, ist die Antriebsvorrichtung, mit Y bezeichnet, abgebildet; der Magnetapparat ist am Spritzbrett, also dem Fahrer zugekehrt, angebracht.

Für die beschriebene Anordnung des Magnetinduktors ist ein besonderer Stromverteiler notwendig, wie er z. B. bei den vierzylindrigen F. N.-Motoren benutzt wird. Derselbe ist in der Figur 185 mit U bezeichnet.

Die Hartgummiglocke U, Figur 187, trägt am Umfang vier Kontaktschrauben 1 1, die versenkte Köpfe besitzen, die so groß sind, daß sie im Innern der Glocke, nachdem die Köpfe mit dem Innendurchmesser der Glocke laufend gedreht sind, kleine Kontaktflächen von


M
U
N
S
K
Z


M
L
N
O
Z



Figur 18[illegible]
Ansicht des Motors[illegible]

ca. 8 mm Durchmesser bilden. Diesen gegenüber befindet sich ein Schleifstift aus Kohle, isoliert in einem mit der Welle A verbundenen Rotationskörper gelagert, der durch eine schwache Feder vorgedrückt wird. Oben auf der Glocke befindet sich eine Anschlußschraube 2, die am Fuße eine Feder 3 trägt, welche mit einem Messingröhrchen, in welchem Kohle und Feder gleiten, in leitender Verbindung steht. Mit 2 wird das vom Magnetapparat kommende Hochspannungskabel verbunden, sodaß der Kohlenstift, wenn der Motor läuft, die Zündfunken der Reihe nach an die einzelnen Kontaktschrauben 1—1 führt, von welchen er zu den Zündkerzen geleitet wird.

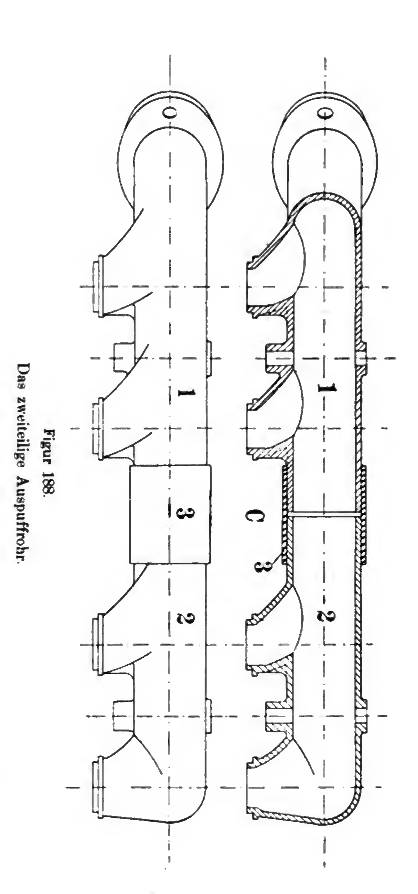
Das von der Pumpe kommende Kühlwasser wird dem Motor durch das Rohr W zugeführt. Dasselbe fließt zunächst in eine Verteilerkugel, worin es sich beruhigt und wird von dieser durch zwei Abzweige in die Wassermäntel geleitet, wobei der Eintritt an der Auspuffseite erfolgt.

Es kommt sehr darauf an, daß die Gaswege zu den einzelnen Zylindern gleich lang sind, und um dieses zu erreichen, sind die zwei Einlaßöffnungen zu den Saugventilen eines Zylinderblocks durch ein Gabelrohr E1 verbunden. Dasselbe ist aus Nickelaluminium gegossen und steht mit dem Hauptrohr E, in welchem sich die Drosselkappe T befindet, in Verbindung. Der Andruck von E1 an die Zylinder und von E an E1 erfolgt durch zwei gemeinsame Stehbolzen mit Muttern F. Diese Stehbolzen gehen durch das Rohr. Letzteres hat eine lichte Weite von 32 mm, also einen Querschnitt von 8 qcm.

Das aus Grauguß bestehende Auspuffrohr C, Figur 188, wird ebenfalls nur durch zwei Stehbolzen aus Nickelstahl gehalten, deren Bronzemuttern in der Figur 184, Tafel IV, mit D bezeichnet sind. Das Auspuffrohr besteht aus den beiden Hälften 1 und 2, die durch eine Rohrmuffe 3 verbunden werden. Man soll das Auspuffrohr immer teilen, weil sich im Betriebe durch die Wärme Spannungen im Rohr bemerkbar machen, die ausgeglichen werden müssen. Das geteilte Auspuffrohr kann sich dann ungehindert ausdehnen.

Die einzelnen Anschlüsse an die Auspufföffnungen sind sanft gebogen und erweitern sich nach dem Rohr zu. Dieses besitzt eine lichte Weite von 40 mm, also einen Querschnitt von 12,6 qcm.

Die Zündung erfolgt in der Reihenfolge 1, 2, 4, 3, wobei der Zylinder, der dem Kühler oder der Andrehkurbel am nächsten liegt, mit 1 bezeichnet ist. Die Saugventile öffnen sich, wenn der Kolben den oberen Totpunkt um 3 mm überschritten hat, während der Schluß im 1. und 3. Zylinder 9 mm und im 2. und 4. Zylinder 11 mm nach dem unteren Totpunkte erfolgt. Soll der Motor noch eine höhere normale Tourenzahl als 1500 erreichen, dann lasse man die Saugventile 5 mm anheben und noch einige mm später schließen.



Figur 188.
Das zweiteilige Auspuffrohr.

Figur 189.



Figur 192.

Figur 194.

II. Beispiel.

Als zweites Konstruktions-Beispiel wählen wir einen Motor von 85 mm Bohrung und 115 mm Hub, dessen Leistung nach der Steuerformel

$$0{,}3 \cdot 4 \cdot 72{,}25 \cdot 0{,}115 = \mathbf{9{,}96\ PS.}$$

beträgt.

Kolbenfläche = 56,74 qcm,
Hubvolumen 56,74 . 11,5 = 652,5 ccm,
Kompression 5 Atm.
Größe des Kompressionsraumes $\frac{652{,}5}{4} = \sim \mathbf{163\ ccm.}$

Bei dieser Konstruktion haben wir sämtliche Ventile auf einer Seite angeordnet und der freie Sitzdurchmesser beträgt $\frac{85}{2{,}5} = \mathbf{34\ mm.}$

Auch für diesen Motor haben wir eine normale Tourenzahl von 1500 pro Minute festgesetzt, was einer Kolbengeschwindigkeit von

$$\frac{1500 \cdot 0{,}115}{30} = 5{,}75 \text{ m}$$

pro Sekunde entspricht.

Der freie Ventilquerschnitt ist

$$\frac{1500 \cdot 652{,}5}{50 \cdot 30 \cdot 100} = \sim \mathbf{6{,}5} \text{ qcm.}$$

Demnach ist der Hub des Saugventils

$$\frac{6{,}5}{3{,}4 \cdot 3{,}14} = \mathbf{0{,}6} \text{ cm.}$$

Das Auspuffventil erhält einen Hub von 10 mm und besitzt daher einen Querschnitt von 10,6 qcm. Der Ventilschaft erhält einen Durchmesser von

$$\frac{3{,}4}{4} \approx 8 \text{ mm}$$

Die Konstruktion der paarweis zusammengegossenen Zylinder geht aus den Abbildungen Figur 189, Tafel VI, hervor.

Wir sehen in der Figur 189 die Auspuffventile A außenliegend, während die Sitze der Saugventile S nebeneinander liegen und eine gemeinsame Gaskammer besitzen, der das Gas von unten durch E zugeführt wird. Es ist dieses eine neue Anordnung, die wesentliche Vorteile mit sich bringt, weil das Gasrohr dann so angebracht werden kann, daß es die Zugänglichkeit zu den Ventilfedern nicht beeinträchtigt und weil es auf seiner ganzen Länge durch die Abwärme des Auspuffrohres erwärmt wird, was namentlich dann von wesentlichem Einfluß auf die

gute Funktion des Motors ist, wenn schweres Benzin oder gar Benzol verwendet werden soll.

Um die Wassermäntel der Zylinder bequem reinigen zu können, ist der Wasserabfluß A als ein zusammenhängendes Gußstück ausgebildet, welches mit Schrauben befestigt ist. Dieses Stück ist nicht wie sonst üblich, aus Messing oder Bronze gegossen, sondern ebenfalls aus Grauguß, weil man die Verbindung von Eisen und Messing namentlich dort, wo sich Temperaturdifferenzen bemerkbar machen, so viel wie möglich vermeiden muß, um das Entstehen elektrischer Ströme zu verhüten, durch welche sehr oft feine Undichtigkeiten hervorgerufen werden.

Die große Oberfläche des Doppelzylinders gibt eine gute Auflage auf den Tisch des Bohrwerkes.

Der Kolben, Figur 195, Tafel VII, besitzt einen Durchmesser von 84,9 mm. Er erhält ebenfalls 5 Kolbenringe und besitzt eine Länge von 120 mm. Außer der Rippe S sind noch zwei Rippen R vorhanden, welche die Kolbenputzen seitlich stützen. Der Abstand zwischen den Putzen beträgt 42 mm. Die Wand A ist 6 mm stark, während die Wand W 2,5 mm stark ist. Der Kolbenbolzen B hat einen Durchmesser von 20 mm und eine Bohrung von 12 mm.

Die Pleuelstange besitzt eine Länge von 27 cm, die Abmessungen des I-Profils sind auf Seite 83 berechnet worden und zwar ist

B = 1,25 cm,
H = 2,5 „
b = 0,34 „
h = 1,7 „
Flanschstärke = 0,35 „
Stegstärke = 0,57 „

Das Kolbenlager 1 der Pleuelstange erhält eine Buchse von gehärtetem Gußstahl und ist 41 mm lang. Das Kurbellager 2 erhält eine Rotgußbuchse, die eine Länge von 59 mm besitzt. Da der Kolbenzapfendurchmesser 3,2 cm beträgt, so ist die Druckfläche des Kurbellagers der Pleuelstange gleich

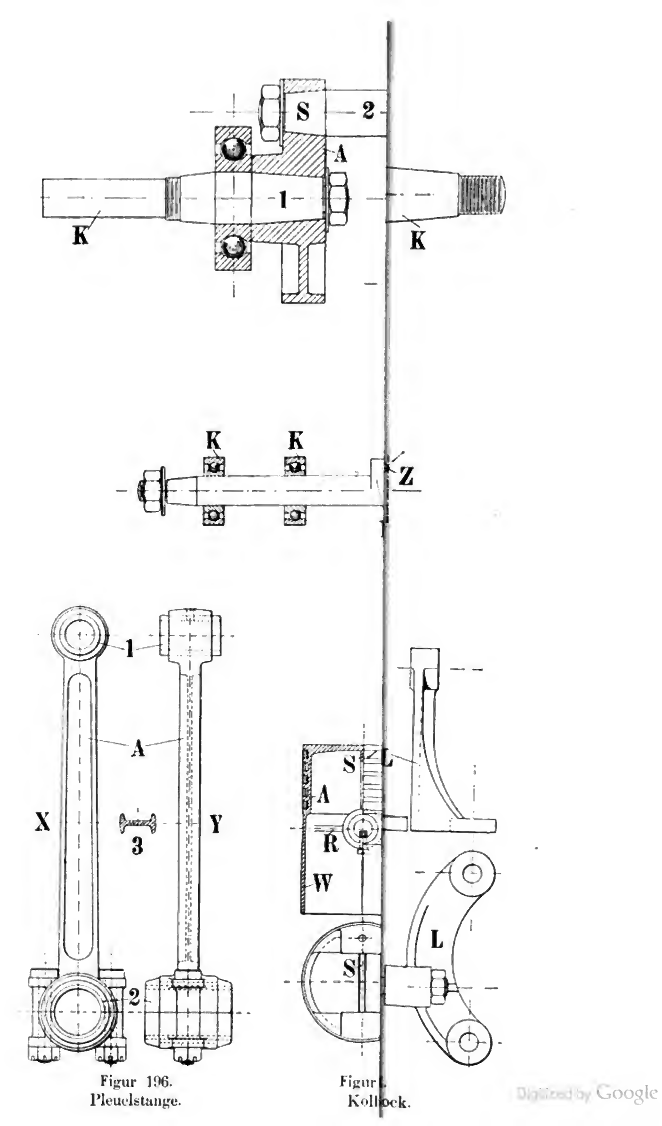
$$5{,}9 \cdot 3{,}2 = \mathbf{18{,}9} \text{ qcm.}$$

Nehmen wir den mittleren Explosionsdruck mit 20 Atm. an, dann beträgt der auf den Kolben wirkende Druck 1135 kg, mithin kommen auf das qcm des Kurbellagers

$$\frac{1135}{18{,}9} = \mathbf{60} \text{ kg.}$$

Der Kopf erhält ebenfalls zwei Stahlbolzen mit 3/8″-Gewinde.

Um einen Gegensatz zu dem zuerst berechneten kleinen Motor von 6 PS. zu erhalten, haben wir diesen Motor wesentlich anders konstruiert.

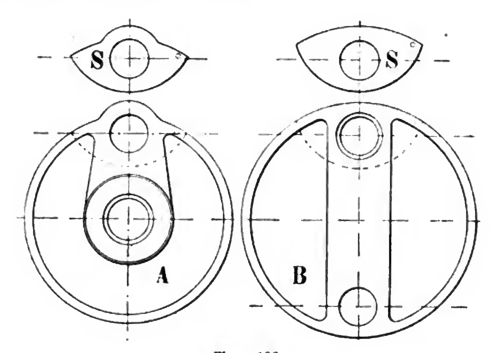


Figur 196.
Pleuelstange.

Figur [illegible].
Kolbock.

und deshalb auch eine zusammengesetzte Kurbelwelle verwendet. Diese Kurbelwelle, die wir ebenfalls auf Tafel VII im Schnitt dargestellt haben, ist an den beiden Enden in Kugellager gelagert, während das Mittellager als Gleitlager ausgebildet ist. Letzteres zu dem Zwecke, um bei der Abnahme der Unterschale des Kurbelgehäuses ein Herausfallen der Kurbelwelle zu verhindern.

Die Kurbelzapfen 2 besitzen einen Durchmesser von 32 mm, während der Endzapfen 1 dort, wo der Kugelring aufgesetzt ist, 35 mm stark ist. Der Zapfen 3 erhält eine Stärke von 40 mm und ebenso der Zapfen 4, wo er das Kugellager trägt.



Figur 198.
Ansicht der Kurbelscheiben.

Die Konen der Zapfen müssen sehr sauber in die Bohrungen der als Scheibe ausgebildeten Kurbelarme A und B passen und sich auf Anzug festsaugen. Die Konen erhalten eine Steigung von 1,5 mm auf 10 mm Länge. Die Zapfen besitzen an den Lagerstellen eine glasharte, sauber polierte Oberfläche, während die Konen weich bleiben müssen, damit sie eine festere Verbindung mit dem Eisen eingehen.

Die Kurbelscheiben werden am besten warm aufgezogen, jedoch dabei nicht über 100 Grad erhitzt. Eine Sicherung durch Nut und Feder ist nicht notwendig, wenn die Konen absolut sauber passen, doch ist der Vorsicht halber eine solche Sicherung zu empfehlen. Die Muttern müssen jedoch gegen freiwilliges Zurückdrehen gesichert sein. Die Kurbelscheiben A sind 30 mm stark und die Nabe der Scheibe auf 1 besitzt eine Länge von 52 mm, ebenso die auf Zapfen 4 befind-

lichen. Die auf Zapfen A befestigten Naben sind 35 mm lang. Die Scheiben B sind 52 mm stark. Eine Ansicht der Scheibe A und B gibt die Figur 198.

Wie schon aus der Wellenzeichnung hervorgeht, sind die Scheiben A und B hohl gegossen. Dieses ist aus zweierlei Gründen geschehen. Erstens um ein geringes Gewicht zu erhalten und zweitens um die Hohlräume der Scheibe gleichzeitig für die Zentrifugalschmierung zu benutzen. Sie haben also gleichzeitig die Rolle der Ölringe zu übernehmen, die wir an der Kurbelwelle des kleinen Motors befestigten. Der Ölfang wird durch die Unterlegscheibe S besorgt, die die Ecken der Hohlräume zwischen Rand und Steg der Scheiben A und B abdeckt. Das Öl wird durch die Zentrifugalkraft in diese Ecken geschleudert, von wo aus Bohrungen mit dem durchbohrten Kurbelzapfen korrespondieren, derart, daß das Öl an die Kurbellager gelangt, wie vordem bei dem 6-PS-Motor beschrieben.

Das Schwungrad erhält einen Durchmesser von 350 mm und wird mit Nut und Feder auf dem Konus befestigt. Die Steuerwelle, Figur 199, Tafel VII, besteht mit dem Nocken aus einem Stück. Die Auspuffnocken sind mit 1, 4, 6, 9 und die Saugnocken mit 2, 3, 7, 8 bezeichnet. Der mittlere Nocken 5 dient zur Betätigung der Ölpumpe.

Die Welle ist auf Kugelringen K und in Gleitlagern gelagert. Diese Lagerung ist so durchgeführt, daß man die Welle vom Steuergehäuse aus herausziehen kann. Das Ende der Steuerwelle trägt das Kegelrad Z, das mit einem ebensolchen im Eingriff steht zum Antrieb der Welle W, durch die der Magnetapparat bezw. der Stromunterbrecher betätigt wird.

Die Gleitlager L sind geteilt und werden durch Schrauben 1, Figur 208, die einen Blick in das Oberteil des Kurbelgehäuses zeigt, fixiert. Der Durchmesser der Steuerwelle beträgt 20 mm. Die Zündung erfolgt bei diesem Motor ebenfalls in der Reihenfolge 1, 2, 4, 3. Die Nockenwelle dreht sich in der Richtung des äußeren Kreises, Figur 200, und wir bemerken, wie auf einem breiten Nocken zwei schmale folgen, entsprechend der Forderung, daß in dieser Reihenfolge im 1. und 3. Zylinder die Ventile ca. 5 % nach dem Totpunkte schließen müssen, während im 2. und 4. der Schluß mit dem Totpunkte zusammenfällt.

Auch für den Fall, wenn der Motor in entgegengesetzter Richtung laufen soll, ist die Nockenform dieselbe, nur müßte die Welle dann um $^1/_4$ verdreht werden, sodaß die Reihenfolge so wird, wie sie im innern Kreise dargestellt ist. Will man dagegen die Zündung in der Reihenfolge 1, 3, 4, 2 stattfinden lassen, dann muß man die Auspuffnocken so anordnen, wie in der Figur 201 dargestellt ist. Über die Justierung der Nocken findet man genaue Angaben auf Seite 69.

Es sind bei dieser Konstruktion zweierlei Arten von Ventilstößeln vorgesehen und zwar kann man Rollenstößel nach Figur 202 oder Gleitstößel nach Figur 203, Tafel VII, verwenden. Die Stößelführung V ist zylindrisch aus Bronzeguß gedreht. Sie besitzt einen Rand, der sich auf das Oberteil des Gehäuses legt. Durch eine Schraube mit der Mutter W und eine Brücke 4, die sich auf die Ränder von zwei nebeneinander liegenden Stößelführungen legen, werden sie festgehalten.

Die Brücke 4 ist entweder ein Preßteil oder aus Temperguß. Der Stößel 1, dessen Ende dort, wo es mit dem Ventilschaft zusammentrifft, gehärtet ist, besitzt zwecks Verstellbarkeit am unteren Ende einen

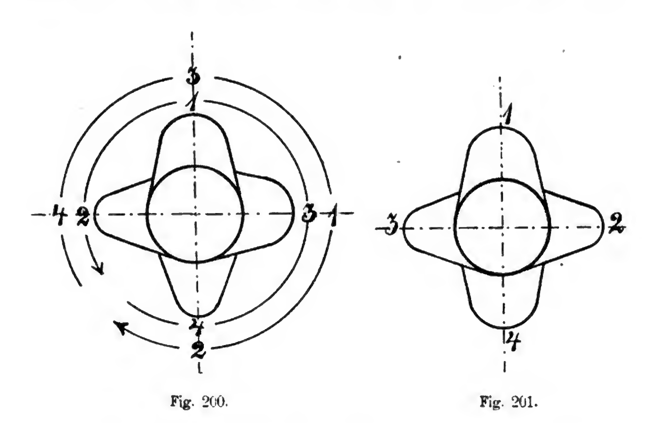


Fig. 200. Fig. 201.

Gewindeschaft mit Kontremutter 2, der sich im Stößel 3 auf und niederschrauben läßt. Der Stößel 3 erhält in der Stößelführung V eine sichere Führung und das vierkantig ausgearbeitete obere Ende der Führung sichert die Lage des Stößelendes zum Nocken. Die Rolle bezw. das Ende 3 ist ebenfalls gehärtet. Auf der Tafel VII befindet sich ferner noch in der Figur 204 dargestellt der Ventilatorbock, über dessen Konstruktion wir nichts zu erwähnen brauchen.

Das Kurbelgehäuse, welches in der Figur 205 im Längsschnitt dargestellt ist, ist aus Nickelaluminium gegossen. Da ein Zylinder eines Blockes einen Paßrand besitzt, so ist auch die Eindrehung für dieser. Paßrand am Gehäuseoberteil I erkennbar.

Wie bereits erwähnt, wird die Kurbelwelle nur durch das Lager L 3 am Oberteil gehalten, während die Kugellager in L 1 und L 2 gesetzt

Figur 205.
Längsschnitt durch das Kurbelgehäuse.

werden. Das Unterteil J des Gehäuses ist durch eine, in dieser Figur punktiert angedeutete Blechplatte in zwei Abteilungen geteilt, wovon die untere als Ölbehälter dient. In der Figur 206 haben wir das Untergehäuse von oben gesehen dargestellt. Der Blechboden 4 ist durch Schrauben befestigt und liegt rechts und links auf angegossene Leisten und in der Mitte auf einer Rippe S.

Vier Löcher L von 25 mm Durchmesser gestatten dem zurücktropfenden Öl den Zufluß in die untere Gehäuseabteilung, während die Pumpe durch das Loch L 1 gesteckt wird. In der Figur 207 haben wir einen Schnitt durch das Gehäuse und die Ölpumpe dargestellt.

An dem Oberteil I bemerken wir den Ringraum 3, der zur Aufnahme der senkrecht geteilten Gleitlager der Steuerwelle dient. Diese Gleitlager werden, wie bereits erwähnt, durch die Schraube 1 gehalten.

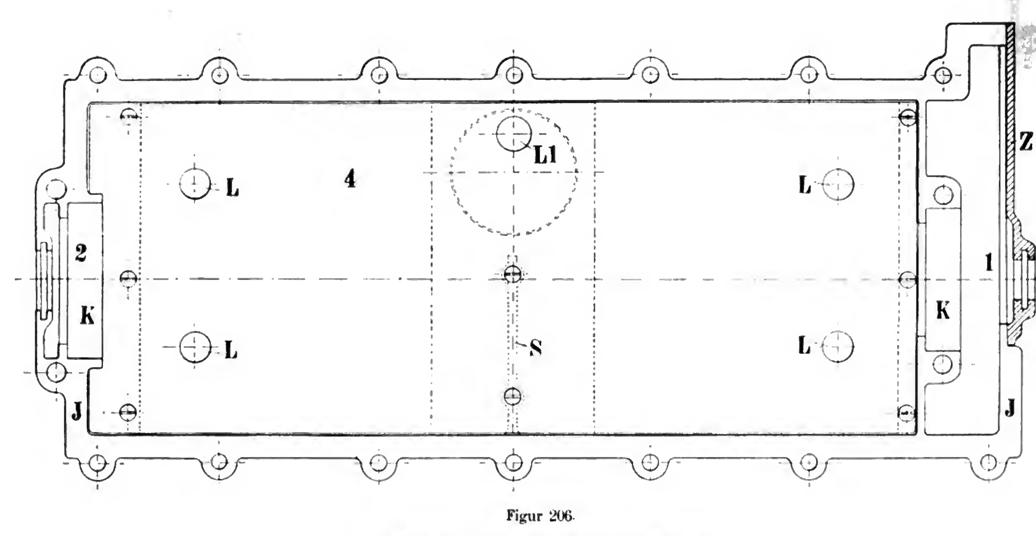
Eine an 3 angegossene Rinne 2 dient dazu, das emporgeschleuderte Öl aufzufangen und an die Lager der Steuerwelle S zu leiten. Der Nocken der Steuerwelle drückt gegen den gehärteten Kopf des hohlen Pumpenkolbens 8 und eine Feder 5 hebt den Kolben 8 an, wodurch die auf- und abgehende Bewegung erzielt wird.

Der Pumpenzylinder 7 besteht aus einem Rohr, welches mit zwei Ringen versehen ist, zwischen die die Schelle 6 paßt, welche die Pumpe am Oberteil des Gehäuses befestigt. Am unteren Ende besitzt der Pumpenzylinder ein Kugelventil und ebenso der Kolben. Um zu verhüten, daß Schmutzteile mit in das Öl gelangen können, welches von der Pumpe in Zirkulation versetzt wird, ist der Siebansatz P vorgesehen. Derselbe läßt sich sehr leicht zwecks Reinigung entfernen und besitzt einen Rand und ein an diesen befestigtes zylindrisches Sieb von ca. 1/2 mm Maschenweite.

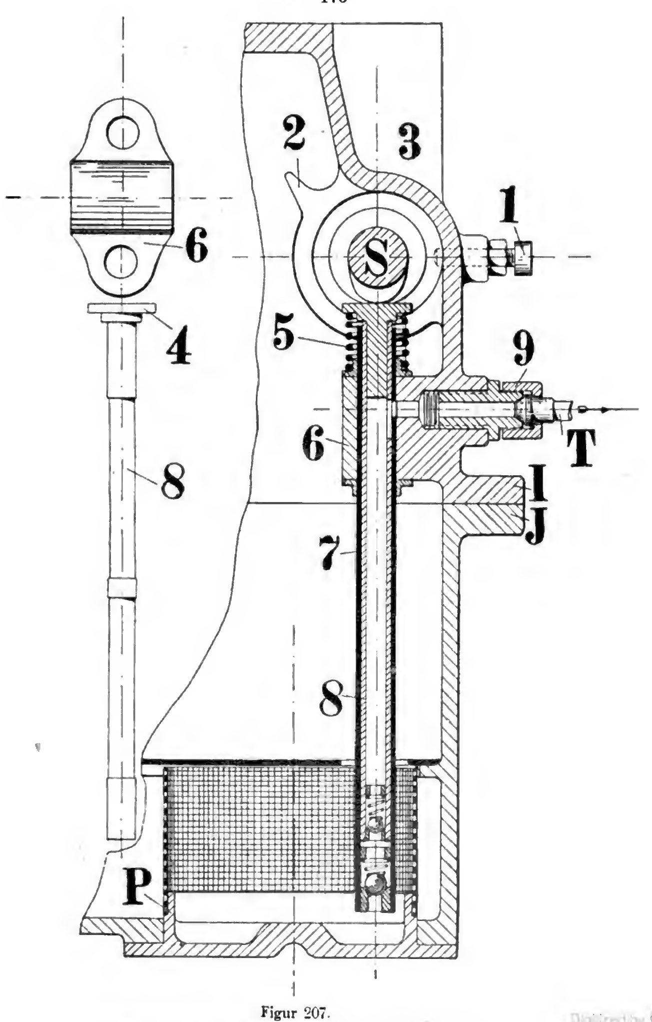
Das von der Pumpe angesaugte Öl wird durch den hohlen Pumpenkolben nach oben befördert und gelangt durch eine Öffnung in den Anschluß 9, von wo es durch das Rohr T in der Richtung des Pfeiles weiterbefördert wird. Der Hub der Pumpe beträgt 6 mm und der Kolben hat einen Durchmesser von 10 mm.

In der Figur 208 haben wir das Oberteil des Kurbelgehäuses von unten gesehen dargestellt, um die Rippenverstärkung zu zeigen. In der Zeichnung erkennen wir auch die Schelle 6, mit der die Ölpumpe befestigt ist. Mit U sind die drei Ölstellen bezeichnet, durch welche das Schmieröl an die Lager gelangt. Damit die Ölzuführung zu den Lagern eine gleichmäßige ist, müssen selbstverständlich die Zuflüsse zu den beiden Kugellagern soweit verengt werden, bis an das Gleitlager das genügende Quantum Öl gelangt. Durch Versuche kann die Justierung sehr bald erreicht werden.

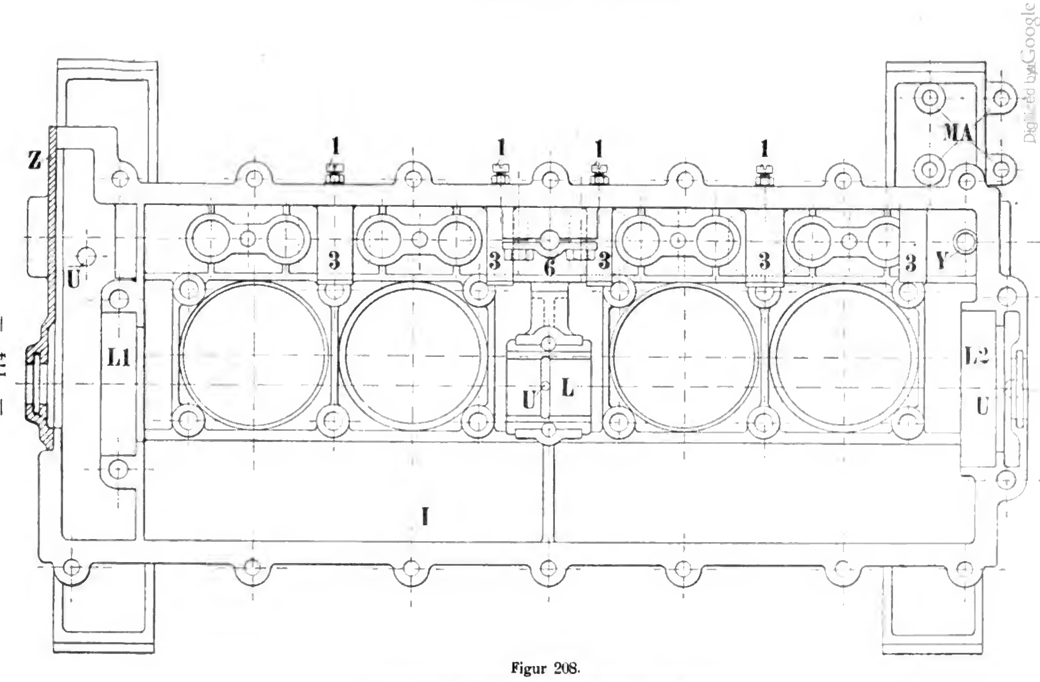
Damit das Öl vom Gleitlager L aus auch in die rechts und links davon liegenden Kurbelzapfen gelangen kann, besitzen die oberen Hälften des Gleitlagers L eine Ölrinne. Man findet vielfach bei Motoren mit



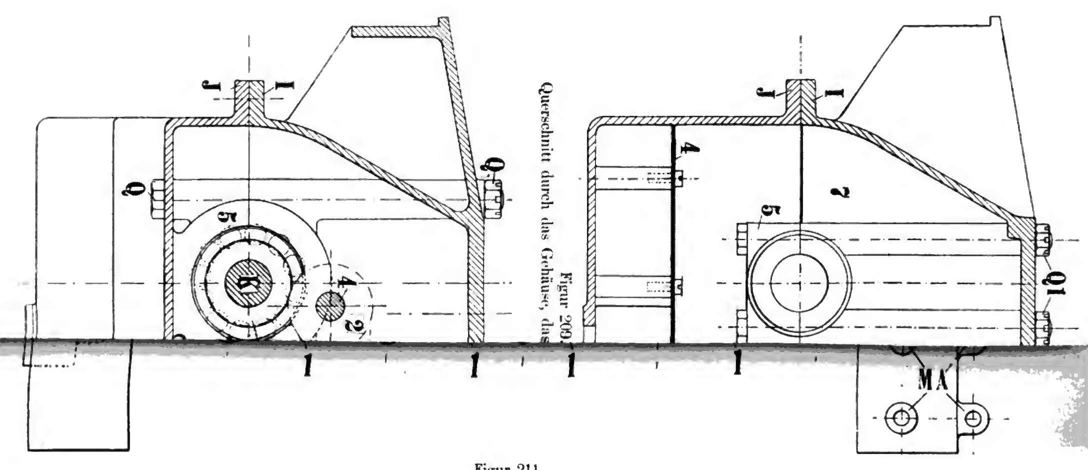
Figur 206.
Blick in die Unterschale des Kurbelgehäuses.



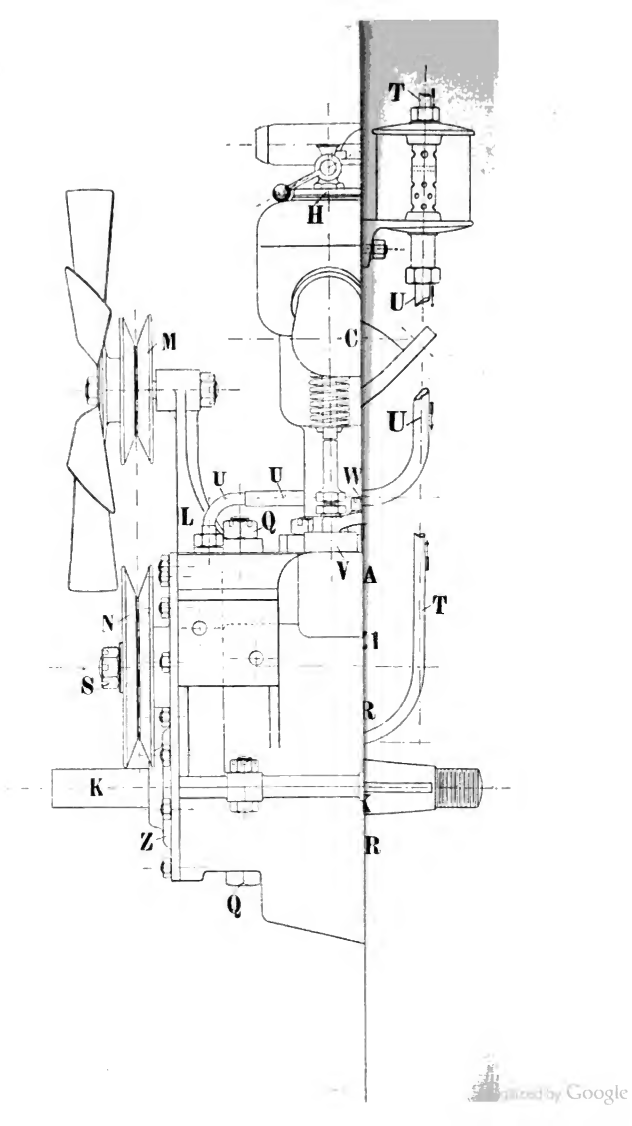
Figur 207.
Schnitt durch das Kurbelgehäuse und die Ölpumpe.



Figur 208.
Oberteil des Kurbelgehäuses von unten gesehen.



Figur 211.
Das Kurbelgehäuse von oben gesehen.



T
H
U
M
C
U
U
U
W
L
Q
V
A
N
T
Z1
S
R
K
X
Z
R
Q

Ölzirkulation, daß die Gleitlager solche Rinnen nicht besitzen. Eine Folge davon ist, daß wenig oder gar kein Öl durch die hohlen Kurbelzapfen gedrückt wird.

In derselben Zeichnung sehen wir noch bei Y die Führung für die Welle zum Stromunterbrecher und bei M A auf dem Tragarm die Befestigungspunkte für den Magnetapparat.

Die Figur 209 zeigt einen Querschnitt durch die Mitte des Kurbelgehäuses, wobei das Mittellager in der Ansicht gezeichnet ist, um die Verstärkung der Lagerung kenntlich zu machen. Die Bolzen, die das Lager zusammenhalten, sind mit Q 1 bezeichnet. Eine Rippe 7 bildet die Verbindung des oberen Lagers mit dem Gehäuse, während eine Rippe 1, auf die noch rechts und links eine senkrechte Rippe gesetzt ist, das Lager von der anderen Seite verstärkt. Tafel VIII.

Die aus Stahl angefertigten Stehbolzen 1 besitzen einen Durchmesser von 10 mm und sind mit 3/8″-Muttern versehen. In derselben Zeichnung erkennt man auch die Befestigung des Bleches 4 und die mittlere Rippe des Untergehäuses. Die Figur 210 stellt einen Schnitt durch die Tragarme und das Steuergehäuse dar. Das auf der Kurbelwelle K befindliche Zahnrad 1 besitzt 20 Zähne Modul 3 und hat einen Durchmesser von 66 mm. Das auf dem Zapfen 4 leerlaufende Zwischenrad 2 ist ebenso groß und das an der Steuerwelle befestigte Zahnrad 3 besitzt 40 Zähne und einen Durchmesser von 126 mm. Die Breite der Zahnräder beträgt 30 mm.

Die Lagerbolzen Q sind 13 mm stark und an ihren Enden mit einem 1/2″-Gewinde versehen. Mit P ist der Siebeinsatz und mit O der Schraubenbügel, der ihn gegen das Untergehäuse drückt, bezeichnet.

Die nächste Figur 211 zeigt das Kurbelgehäuse von oben gesehen. Wir sehen hier wieder die Anschlußstellen U für die Ölleitungen, die starken Schraubenbolzen R und Q der Kugellager und die schwachen Q1 für das Gleitlager. Z ist der Deckel des Steuergehäuses und Z 1 ist eine Platte, die die Öffnung, durch welche die Bohrstange beim Ausbohren der Lagerstellen der Steuerwelle gesteckt wird, verschließt. Y ist die Führung und Lagerung der Welle für den Unterbrecher bezw. zum Antrieb des Magnetinduktors. Die Schraube 1, welche die Gleitlager der Steuerwelle fixiert, bemerken wir ebenfalls.

Die Tafel IX zeigt den zusammengestellten Motor. Man achte auf die einfache Anordnung der Wasserabführungen A, die durch einen übergesteckten Schlauch mit Klemmen, in der Zeichnung punktiert angedeutet, verbunden sind. Das rechte Ende der Wasserabführung ist mit einer Kappverschraubung verschlossen, von der man eventuell einen Abzweig zu einem Wasserdruckmesser anschließen kann, der am Spritzbrett befestigt wird. Bemerkenswert sind ferner die Kompressionshähne, deren Küken so durchbohrt sind, daß die Hähne vollkommen geschlossen sind, wenn ihre Griffe auf der Oberseite der Ventilkammern,

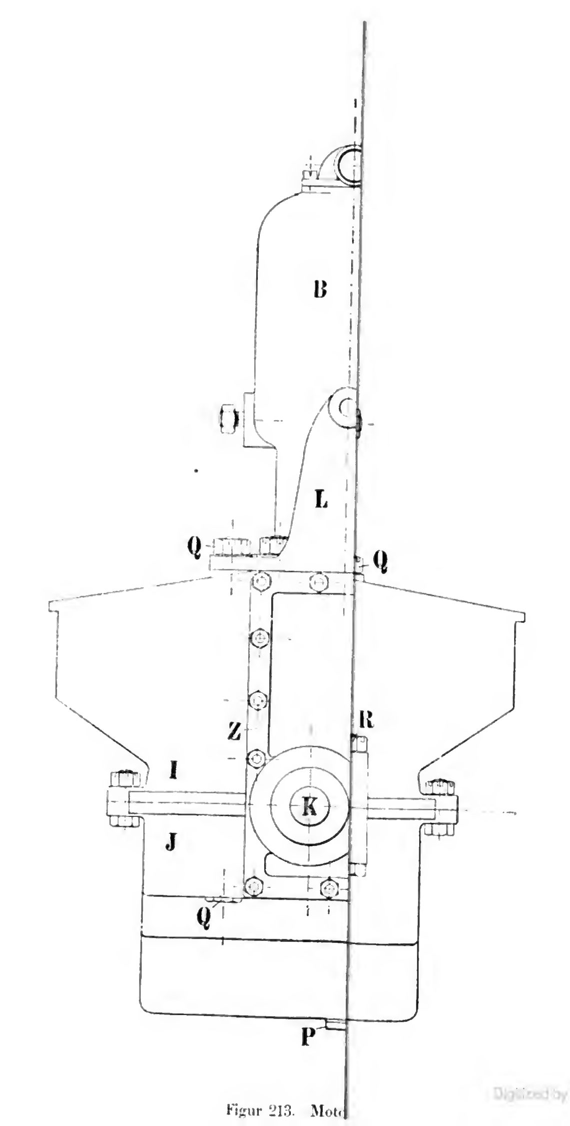
in der dargestellten Weise, liegen. Eine Drehung um 90 Grad öffnet die Hähne.

Das Auspuffrohr C wird durch zwei Stehbolzen aus Nickelstahl, die das Rohr durchziehen, gehalten und durch zwei Bronzemuttern D angedrückt. Eigenartig ist die Anordnung des Gaszuführungsrohres E, welches parallel mit dem Auspuffrohr läuft.

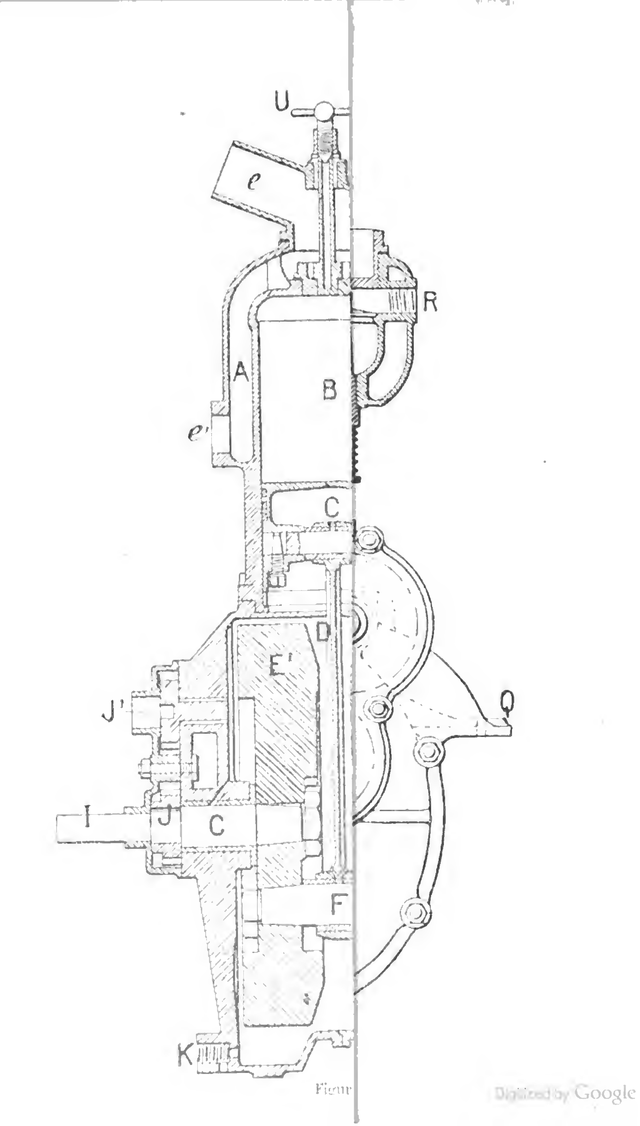
Das Gaszuführungsrohr wird durch zwei kurze Bolzen mit Muttern F gehalten. Es ist am Anschlußende ebenso wie in der Mitte erweitert und über das senkrechte kurze Rohr geschoben, welches das Gas in die Gaskammer eines jeden Zylinderblockes führt. Schraubt man die Muttern F ab, dann kann man das Gasrohr E, an welches direkt der Vergaser geschlossen wird, abziehen.

In derselben Zeichnung erkennen wir auch sehr deutlich, wie immer zwei Ventilführungen V durch einen Stehbolzen W mit Mutter und Brücke gehalten werden. Ferner müssen wir noch den Weg verfolgen, den das von der Pumpe geförderte Öl nimmt. Dasselbe verläßt das Obergehäuse durch das Rohr T und wird von oben in ein Schauglas geführt, welches am Spritzbrett befestigt ist. Dieses Schauglas wird von einem durchlöcherten Rohr durchzogen, welches durch eine eingeführte Platte, in der Zeichnung punktiert dargestellt, in zwei Abteilungen geteilt ist. In die obere Abteilung gelangt das von der Pumpe geförderte Öl, füllt das luftdicht abgeschlossene Schauglas teilweise an, worauf es durch die untern Löcher wieder abfließt und in der Richtung des Pfeiles durch das Rohr U zu den drei Anschlußstellen des Obergehäuses gelangt. Das Kegelrad X dient zum Antrieb des Magnetinduktors. Am Untergehäuse ist noch ein Einsatz P und der Druckbügel O mit zentraler Druckschraube, durch die P gegen das Untergehäuse gedrückt wird, zu erwähnen.

Auf der Tafel X sehen wir den Motor von vorn mit abgenommenem Ventilator usw. und einmal von hinten. Wie aus den verschiedenen Zeichnungen hervorgeht, ist die Kurbelwelle bei diesem Motor aus der Mitte, also desaxial angeordnet.



Figur 213. Moto



Figur

III. Ausführungsbeispiel. Einzylindriger Motor von 4 PS.

Da für kleine Wagen noch sehr oft einzylindrige Wagen benutzt werden, so haben wir es für zweckmäßig erachtet, auch die Konstruktion eines derartigen Motors aufzunehmen und wählten wir für diesen Zweck den Motor „Alcion", der auf der Tafel XI dargestellt ist.

Dieser Motor besitzt eine Bohrung von 96 mm und einen Hub von 100 mm und seine nominelle Leistung wird mit 7 PS angegeben. — Der Motor ist nach dem Prinzip der kleinen Dion-Bouton-Motoren gebaut. Er besitzt eingekapselte Schwungscheiben, die in dem dichtschließenden Kurbelgehäuse rotieren. Die Schwungscheiben E' und E" besitzen stark abgefräste Ränder, damit das Spritzöl verhindert wird, mit voller Gewalt über den Kolben zu gelangen. Das Gehäuse besitzt bei D einen schmalen Schlitz, welcher ca. 3 mm breiter ist als die Stärke der Pleuelstange beträgt. Der Kolben ist zu kurz gehalten und eine Kolbenschraube würde vollständig genügen, um den Kolbenbolzen zu fixieren.

Bei diesem Motor waren früher die beiden gesteuerten Ventile der Stirnseite des Kurbelgehäuses zugekehrt, sie standen also im rechten Winkel zu der jetzigen, auf der Tafel 11, Fig. 216, dargestellten Anordnung. Die Stellung mußte verlassen werden, weil die Anschlüsse e' für den Wasserzufluß und e für den Abfluß, sowie der vorn angebrachte Thermosyphonkühler die Zugänglichkeit zu den Ventilen verminderten. Statt des Kompressionshahnes ist bei diesem Motor ein Niederschraubventil U angebracht.

Aus der Figur 215 geht die Anordnung der Ölkanäle im Gehäuse zu den Lagern sehr deutlich hervor. Ferner bemerkt man bei F die französische Konstruktion der Kurbellager, bei denen nur die obere Hälfte der Schale die volle Breite besitzt, weil der Explosionsdruck nur von dieser aufgenommen wird.

Über sonstige Konstruktionsdetails ist nach den vorhergegangenen Erklärungen nichts zu bemerken.

Motoren mit Luftkühlung.

Die luftgekühlten Motoren werden hauptsächlich für Motorfahrräder benutzt, doch wendet man dieselben auch namentlich in Amerika für kleine und große Wagen an. Es ist nicht ratsam, luftgekühlte Motoren mit einem größeren Zylinderdurchmesser wie höchstens 80 mm zu konstruieren, weil sich größere Motoren, wenn sie mehr wie 50 bis 60 Prozent ihrer Maximalleistung herzugeben haben, stark überhitzen.

Wohl vertragen solche Motoren für einige Minuten die volle Belastung, doch geht dann infolge der Überhitzung und der daraus resultierenden schlechten Zylinderfüllung die Leistungsfähigkeit rapide zurück.

Eingehende Versuche, die zwecks Erprobung der Wasserkühlung vorgenommen wurden, haben ergeben, daß bei sehr guten wassergekühlten Motoren eine Kühleroberfläche von 0,5 qm bei Benutzung eines kräftig wirkenden Ventilators genügt, um die Wärmemenge abzuführen, welche pro PS an der Zylinderoberfläche abgegeben wird.

Wenn man nun in Erwägung zieht, daß das meistens für die Kühler zur Verwendung kommende Messingrohr eine bedeutend größere Wärmeleitungsfähigkeit besitzt, als Gußeisen und daß ferner das Kühlwasser viel inniger mit der Zylinderwandung in Berührung tritt, als die Luft, so wird man schon daraus schließen können, daß es selbst unter Zuhilfenahme vorzüglicher Ventilatoren, die die Luft gegen die Zylinderwandungen und Rippen blasen, eine Grenze geben muß, bei deren Überschreitung die Funktion des luftgekühlten Motors aufhört.

Tatsache ist nun, und das ist durch Bremsversuche erwiesen worden, daß luftgekühlte Motoren von 60 mm Kolbendurchmesser einen bedeutend besseren Wirkungsgrad aufweisen, als solche von 80 mm.

Um jedoch dem Prinzip der Luftkühlung, welches ja viele Vorteile in sich birgt, denn durch den Fortfall des Wasserkühlers und der Pumpe wird doch zweifellos eine Vereinfachung der ganzen Anlage und des Betriebes bewirkt, treu zu bleiben, greifen die Amerikaner, die luftgekühlte Motoren von 140 mm und noch mehr Durchmesser bauen, zu Hilfsmitteln, die oft recht komplizierter Art sind, um eine bessere Wärmeableitung von den Zylindern herbeizuführen. Derartige Motoren funktionieren nur mit sehr geringer Kompression, deren Höhe im kalten Zustande zwischen 2,8 bis 3,6 Atm. liegt.

Bekanntlich ist eine Temperaturerhöhung von 273 Grad notwendig, um das Anfangsvolumen der Gase auf die doppelte Größe zu bringen.

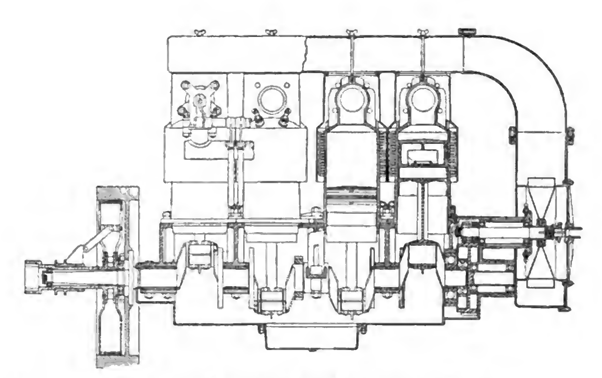
Da die Zylinder luftgekühlter Motoren mindestens ca. 300 bis 400 Grad heiß werden, an den Stellen, wo sich das Auspuffventil befindet, steigt die Temperatur sogar bis auf 500 Grad, so ist wohl anzunehmen, daß das in die heißen Zylinder gesaugte Gas sich dort plötzlich ausdehnt und zum größten Teile wieder entweicht, woraus dann die schlechte Zylinderfüllung resultiert. Die geringe Höhe der Kompression, die von den Amerikanern bei ihren großen luftgekühlten Motoren angewendet wird, läßt auch erkennen, daß es ihnen nicht darum zu tun ist, einen ökonomisch arbeitenden Motor zu bauen, sondern hartköpfig dem Prinzip der Luftkühlung treu zu bleiben.

Vielfach ist in den amerikanischen Zeitungen der geringe Benzinverbrauch der luftgekühlten Motoren gegenüber den wassergekühlten hervorgehoben worden, doch darf man auf derartige Mitteilungen nicht viel Wert legen, denn es ist durchaus glaubwürdig, daß ein gut konstruierter luftgekühlter Motor einen besseren Wirkungsgrad aufweisen kann, als ein schlecht konstruierter wassergekühlter. Ferner muß unter Fachleuten als bekannt vorausgesetzt werden, daß die Resultate von Brennstoffverbrauchs-Konkurrenzen von der Geschicklichkeit der Chauffeure abhängig sind und wo es sich daher darum handelt, die Lebensfähigkeit des luftgekühlten Motors zu beweisen, ist es ganz selbstverständlich, daß die betreffenden Fabriken die weitgehendsten Vorversuche machen, um einen möglichst niedrigen Brennstoffverbrauch zu erzielen.

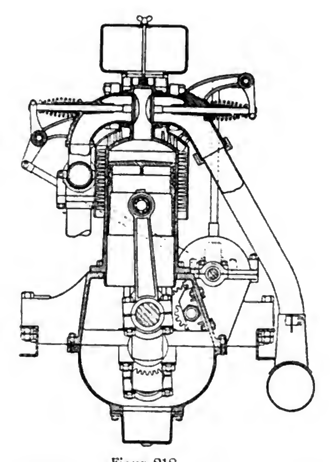
Durch die Praxis ist ferner erwiesen, daß der Benzinverbrauch bei größeren luftgekühlten Motoren mit der Zeit bedeutend schneller zunimmt, als bei wassergekühlten und daß ferner die Auspuffventile luftgekühlter Motoren nicht so lange dicht halten, als solche, deren Sitze durch Wasser gekühlt sind.

Sehr oft versehen die Amerikaner die luftgekühlten Zylinder mit zwei Auspufföffnungen, von denen die eine sich seitlich in der Zylindermitte etwa 20 mm vor der unteren Totpunktstellung des Kolbens bebindet. Diese Öffnung wird durch ein Ventil freigegeben, sobald der Kolben ca. 90 Prozent des Explosionshubes zurückgelegt hat.

Wenn der Kolben seine Bewegungsrichtung umkehrt, um wieder nach oben zu wandern, wird das eigentliche Auspuffventil am Zylinderkopf geöffnet, wodurch dann die übrigen Gase ausgeschoben werden. Es ist einleuchtend, daß durch eine derartige Verteilung des Auspuffes die glühenden Gase hauptsächlich durch das untere Ventil an der Zylindermitte entweichen müssen, wodurch sie eine kürzere Zeitdauer mit den Zylindern in Berührung bleiben, als wenn sie gezwungen sind. in ihrer Bewegungsrichtung umzukehren und in üblicher Weise durch das eine am Zylinderkopf befindliche Auspuffventil zu entweichen.



Figur 217. 50 PS. Frayer-Miller-Motor im Längsschnitt.



Figur 218.
Querschnitt durch den Frayer-Miller-Motor.

Abei auch diese Teilung des Auspuffhubes schafft die Tatsache nicht aus der Welt, daß ca. 40 Prozent der durch die Verbrennung der Gase frei werdenden Wärme in die Zylinderwandung geleitet wird; sie von dieser abzuführen, dazu ist die wärmeableitende Oberfläche des Zylinders, selbst wenn sie noch so dünn ist, nicht geeignet. Versieht man aber, wie es die Amerikaner vielfach machen, die Zylinder mit Kupfermänteln und Röhrchen, dann ist man naturgemäß gezwungen, die Wandstärke des Zylinders bedeutend stärker zu halten, als es sonst notwendig ist, weil durch die vielen Löcher die Festigkeit des Mantels stark vermindert wird und um Erreichung des einen Vorteils der besseren Wärmeleitungsfähigkeit und der größeren Oberfläche der eingesetzten Kupferstückchen gibt man einen wesentlichen Vorteil auf, der darauf basiert, daß das Wärmeableitungsvermögen umgekehrt proportional der Wandstärke ist.

Um nun nicht einseitig zu erscheinen, wollen wir einige amerikanische Motoren mit Luftkühlung vorführen, nicht zu dem Zwecke, den Konstrukteuren Vorbilder zu geben für spätere Ausführungen, sondern wir wollen diese vielmehr als abschreckende Beispiele anführen.

In der Figur 217 sehen wir den 50 PS-Motor Frayer-Miller. Derselbe besitzt vier Zylinder mit einer Bohrung von 140 mm, während der Hub 130 mm beträgt. Die Ventile sind liegend angeordnet und ihre Teller stehen einander gegenüber. Die Ventilkammern sind durch flache Ansätze des Zylinderkopfes gebildet, wie aus der Figur 218 zu ersehen ist.

Ganz abgesehen von der sonstigen konstruktiven Durchbildung dieses Motors erkennt man sofort die mangelhafte Konstruktion gerade an diesen liegenden Ventilen. Schon bei schräg angeordneten Ventilen hat man große Schwierigkeiten zu überwinden, um eine dauernde Betriebssicherheit zu erreichen und es ist ganz klar, daß bei Anwendung horizontal liegender Ventile der Verschleiß in der Ventilführung am größten sein muß.

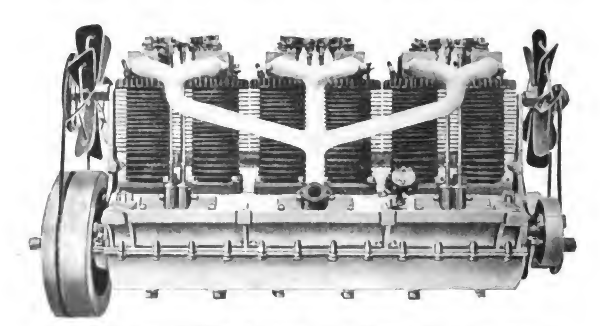
Der obere Teil des Zylinders ist mit angegossenen Kühlrippen versehen, während die Zylinder selbst mit eingesetzten S-förmigen Kupferstücken versehen sind, deren untere Enden rund gestanzt sind, wodurch sie die Gestalt von Röhren annehmen, um besser in den Bohrungen der Zylinderwand befestigt werden zu können. Diese Befestigung geschieht durch kleine Stahlkugeln, die in die Rohransätze getrieben werden und diese daher aufweiten und fest in die Bohrungen der Zylinderwand drücken. Die derartig gespickten Zylinder werden jeder von einer Haube umgeben, die nach unten geöffnet ist und mit dem Luftzuführungsrohr des an der Stirnwand angebrachten Ventilators in Verbindung steht.

Es ist ganz klar, daß bei einer derartigen Konstruktion und namentlich bei dem viel zu niedrigen Bau sehr bald eine starke Erhitzung

des Kurbelgehäuses eintritt, die alsbald üble Nachteile zur Folge hat. Das Öl wird heiß, verliert den größten Teil seiner Schmierfähigkeit und die Lager laufen aus.

Ein anderer amerikanischer Motor ist der in der Figur 219 abgebildete Sechszylinder der „The Reeves Pulley Comp.“. Die Fabrik baut auch vierzylindrige Motoren mit den gleichen Zylindern und die Leistung wird pro Zylinder mit 7,5 PS angegeben. Bohrung und Hub 112 mm. Hier sind die Ventile stehend auf dem Zylinderkopf angeordnet und die Steuerung erfolgt durch Stoßstangen, die durch zwei Steuerwellen betätigt werden.

Der Vierzylinder wiegt komplet 88 kg, während der Sechszylinder 125 kg wiegt. Die Kompression erreicht im kalten Zustande nur eine

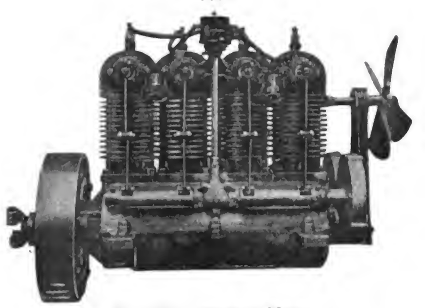


Figur 219. Luftgekühlter Motor von „The Reeves Pulley Company“.

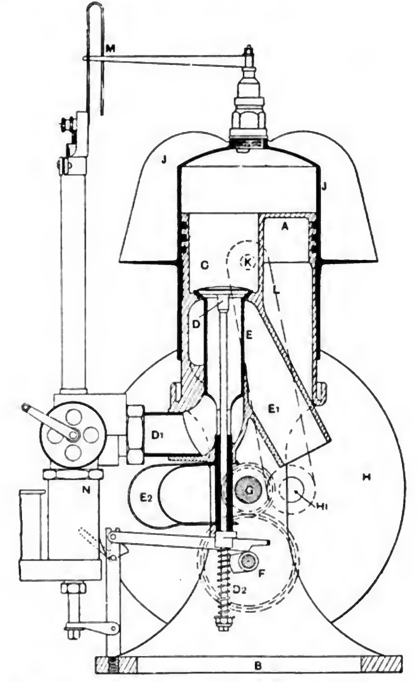
Höhe von 2,8 Atm. Daraus geht hervor, daß die Leistung des Motors viel zu hoch angegeben ist.

Ein anderer amerikanischer Motor ist der in der Figur 220 dargestellte Cameron-Motor. Bei diesem liegen die Ventile ebenfalls wie bei dem Frayer-Miller-Motor horizontal und sie werden durch lange Hebel betätigt, die ihren Drehpunkt am Zylinder besitzen. Die in der Mitte sichtbare Vertikalwelle trägt an ihrem oberen Ende den Stromunterbrecher und Verteiler.

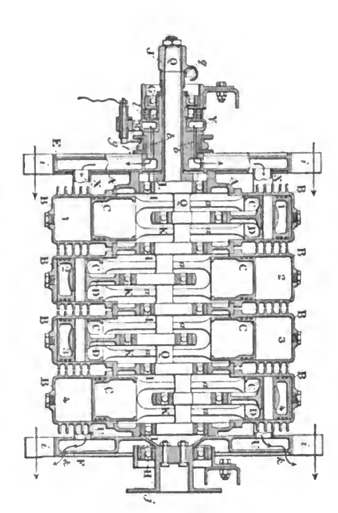
Ein anderes Beispiel der Konstruktionswut ist in der Figur 221 dargestellt. Dieser luftgekühlte Motor soll speziell stationären Zwecken dienen und bei ihm bewegt sich nicht der Kolben, sondern der Zylinder. Wie „The Autocar“ angibt, soll der Motor mit 1000 bis 2000 Touren pro Minute laufen und dabei $3^1/_2$ PS leisten. Der Zylinder besitzt in der Mitte eine große ringsherum laufende Rippe, von der vier Rippen nach oben gehen. Oben auf dem Zylinder ist die Zündkerze an-



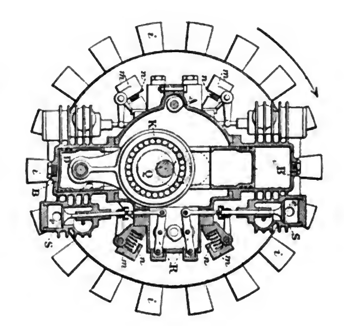
Figur 220. Cameron-Motor.



Figur 221. Stationärer Motor mit feststehendem Kolben.



Figur 222. Längsschnitt.



Figur 223. Querschnitt.

Rotierender Auriol-Motor.

gebracht, die mit einer Metallfeder M in leitender Verbindung steht, um den Funken überzuleiten. Rechts und links vom Zylinder befinden sich zwei Ansätze K, die durch zwei Pleuelstangen mit der Kurbel H 1 in Verbindung stehen. Zwischen diesen beiden Pleuelstangen befinden sich die Schwungräder.

Der feststehende Kolben A besitzt ein kombiniertes Ein- und Auslaßventil D und E. Die vom Vergaser N kommenden Gase gelangen durch ein Rohr D 1 zum Saugventil D, während die Auspuffgase durch das Rohr E 1 entweichen. Die Feder des Saugventils befindet sich ganz unten und ist mit D 2 bezeichnet, während die hufeisenförmige Feder des Auspuffventils durch E 2 gekennzeichnet ist. Kommentar überflüssig.

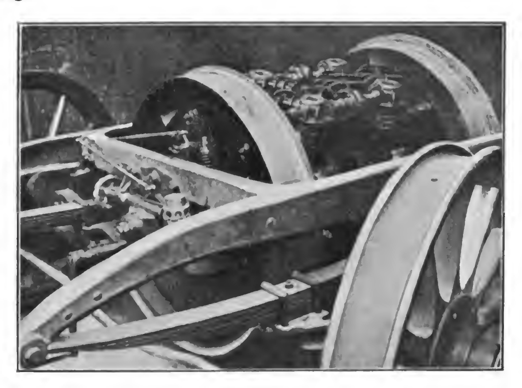


Fig. 224.
Der rotierende Motor im Chassis.

Die nächsten beiden Figuren 222 und 223 zeigen uns einen Längsschnitt und Querschnitt durch den rotierenden Motor des Ingenieurs P. Auriol. Dieser Motor ist in Frankreich gebaut worden und bei ihm rotieren acht Zylinder um die feststehende Kurbelwelle. Eine derartige Ausführung verdient schon eher Beachtung und dürfte sich vielleicht für Luftschiffe eignen, denn die hohe Tourenzahl, mit der die Zylinder umlaufen, garantiert eine vorzügliche Zylinderkühlung.

Die Leistung des Motors, der in der Figur 224 im Chassis eingebaut dargestellt ist, soll 24 PS betragen und für eine Fahrt von 100 km sollen $8^3/_4$ l Benzin verbraucht werden. In der Ebene soll eine Geschwindigkeit von 74 km pro Stunde erreicht worden sein. Nach

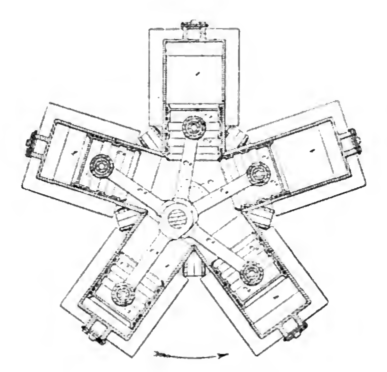


Fig. 225.
Der rotierende Adams-Farwell-Motor.

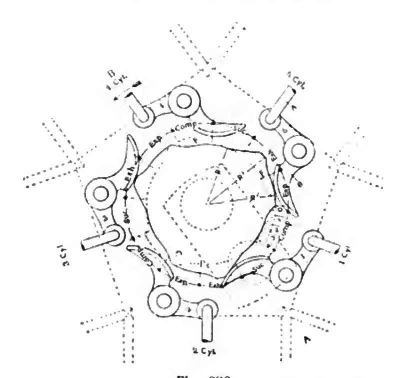
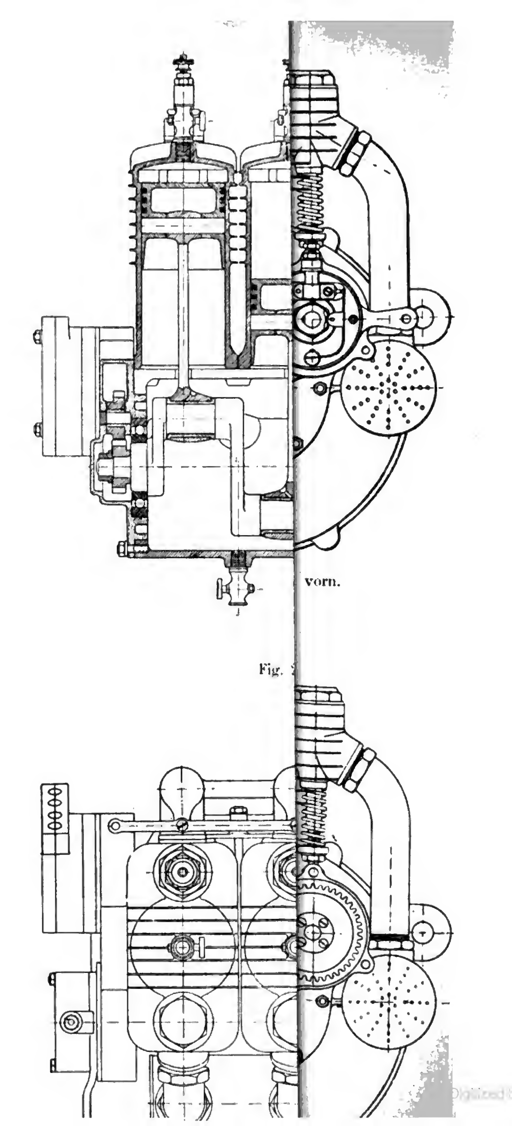


Fig. 226.
Die Steuernocken des Adams-Farwell-Motors.

dem Benzinverbrauch zu rechnen, wird die effektive Leistung des Motors wohl kaum 12/14 PS übersteigen.

Ein anderer rotierender Motor ist der von Adams-Farwell, der von der Adams Company in Dubuque hergestellt wird. Dieser Motor, der in Figur 225 und dessen Steuerung in Figur 226 dargestellt ist, besitzt fünf Zylinder von 125 mm Bohrung bei gleichem Hub. Die Leistung


vorn.
Fig.

wird mit 40 bis 45 PS angegeben. Der Motor arbeitet im Viertakt und die Zündungen erfolgen in der Reihenfolge 1, 3, 5, 2, 4. Der Motor ist ebenfalls unter der Haube angebracht und soll gut funktionieren. Lange wird sich derselbe aber wohl nicht auf dem Markte erhalten.

Ob es angebracht erscheint, das Prinzip der Luftkühlung mit derartig komplizierten Apparaten durchzuführen, muß als sehr fraglich bezeichnet werden.

Luftgekühlte Fahrradmotoren.

Die Bedeutung des luftgekühlten Motors für den kleinen Wagen und namentlich für das Motorzweirad läßt sich nicht verleugnen und besonders für Motorzweiräder hat der luftgekühlte Motor sehr oft eine vorzügliche konstruktive Durchbildung erfahren.

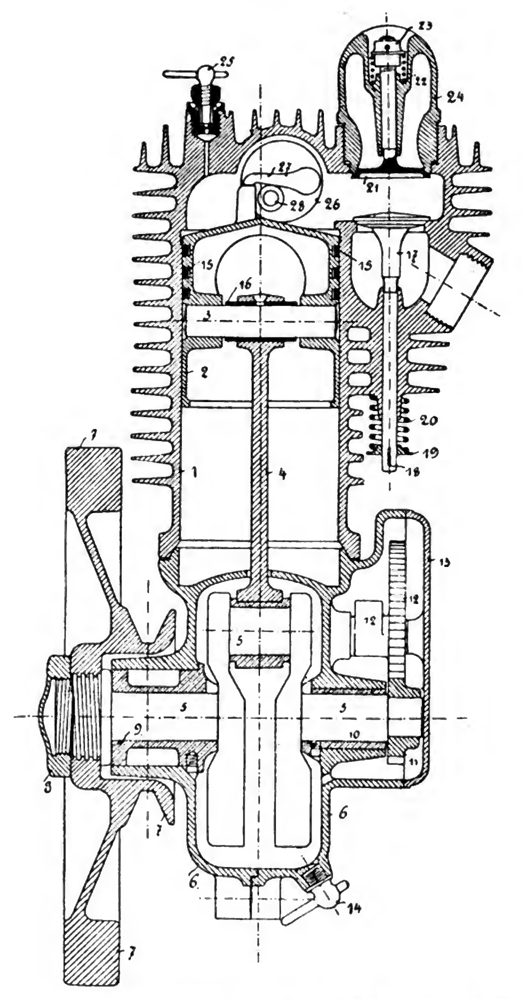
Unter den vierzylindrigen Fahrradmotoren hat besonders der Motor der Fabrik National in Herstal bei Lüttich die größte Verbreitung gefunden und sich sehr gut bewährt. Dieses Modell ist infolgedessen hinlänglich bekannt, sodaß wir von einer zeichnerischen Darstellung wohl absehen können.

Ähnlich wie dieser Motor ist der in den Figuren 227 bis 230 auf Tafel XII abgebildete Vierzylinder der Bielefelder Maschinenfabrik vormals N. Dürkopp & Co. ausgeführt. Bei diesem Motor läuft die in der Mitte zusammengesetzte Kurbelwelle in vier Kugellagern und das Schwungrad besteht zum größten Teile aus einem kreisförmigen Magneten, der um den feststehenden Anker des Magnetapparates rotiert. Die Wicklung des Ankers ist durch gekreuzte Schraffierung angedeutet. Der Ventilator steht durch Friktionsräder mit dem Rande des Schwungrades in Verbindung. Während bei dem F. N.-Motor die Saugventile ungesteuert sind, kommen beim Dürkopp-Motor gesteuerte zur Anwendung.

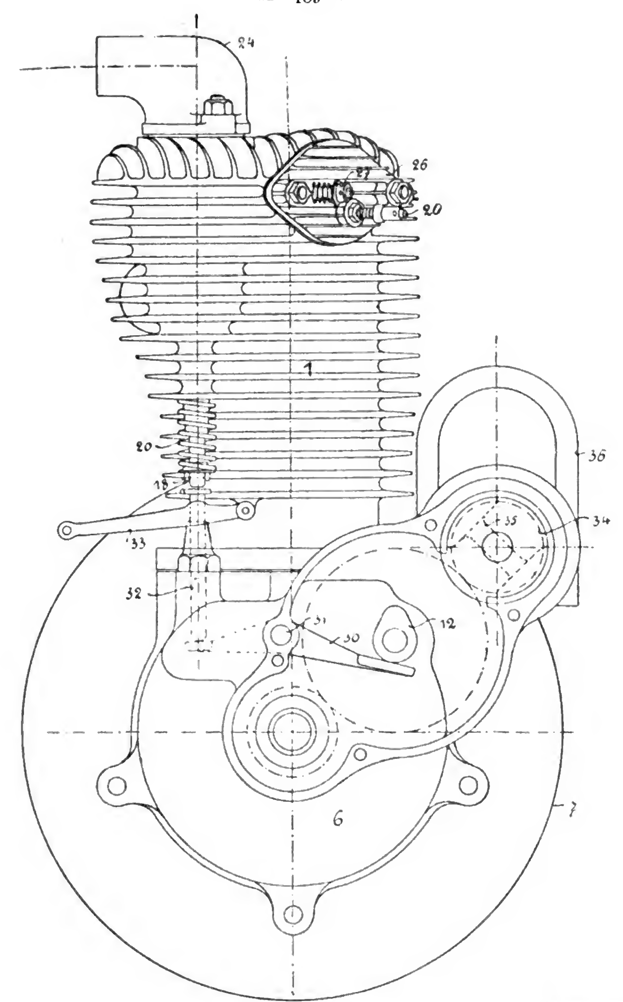
In den Figuren 231 und 232 ist der Progreß-Motor älterer Konstruktion abgebildet, bei dem das Schwungrad außenliegend angeordnet ist. Interessant ist die Magnetabreißzündung, bei welcher die Trennung der Kontakte 27/28 Figur 231 durch einen auf dem Kolben befindlichen Zapfen erfolgt.

In der Figur 233 ist der Motor der Cyclon-Maschinenfabrik Berlin O. abgebildet, der zum Antrieb der Cyclonette, dem bekannten dreirädrigen Wägelchen benutzt wird. Neuerdings werden bei diesem Motor auch die Saugventile gesteuert und es werden diese Motoren auch zweizylindrig gebaut, wobei beide Zylinder nebeneinander stehen. Auch ist der separat aufgesetzte Zylinderkopf 1908 verlassen worden.

Da zum Antrieb des Vorgeleges der Cyclonette ein Flachriemen benutzt wird, so ist dieser Motor mit einer breiten Riemenscheibe 24 ver-



Figur 231. Schnitt durch den Progress-Motor.



Figur 232. Ansicht des Progres-Motors.

sehen. Bemerkenswert ist die Pleuelstange 4, die rund gedreht und mit ihrem Ende in den aus Rotguß bestehenden Pleuelkopf 17 eingeschraubt ist. Eine Konstruktion, die nicht empfohlen werden kann, weil die auftretenden Beanspruchungen an dieser Stelle besonders stark sind und ein Lockerwerden des Gewindes befürchten lassen müssen. Wenn sich trotzdem die Befestigung meistens bewährt hat, so ist dieses doch kein Grund zur Nachahmung. Auch diese Fabrik dürfte mit der Zeit zu der geschlagenen Pleuelstange übergegangen sein.

In den Figuren 234 und 235 ist der ein- und zweizylindrige Fahrradmotor von Puch abgebildet. Bei diesem sind die Saugventile ungesteuert. Der Motor ist mit Magnetabreißzündung versehen und die Trennung der Kontakte erfolgt durch ein Abreißgestänge. Bei dem einzylindrigen Motor ist eine Verstellung des Zündzeitpunktes vorgesehen, die dadurch geschieht, daß das Gestänge durch einen Schlepphebel betätigt wird, dessen Drehpunkt in horizontaler Richtung verschoben werden kann, wodurch er früher oder später von seinem Nocken gleitet.

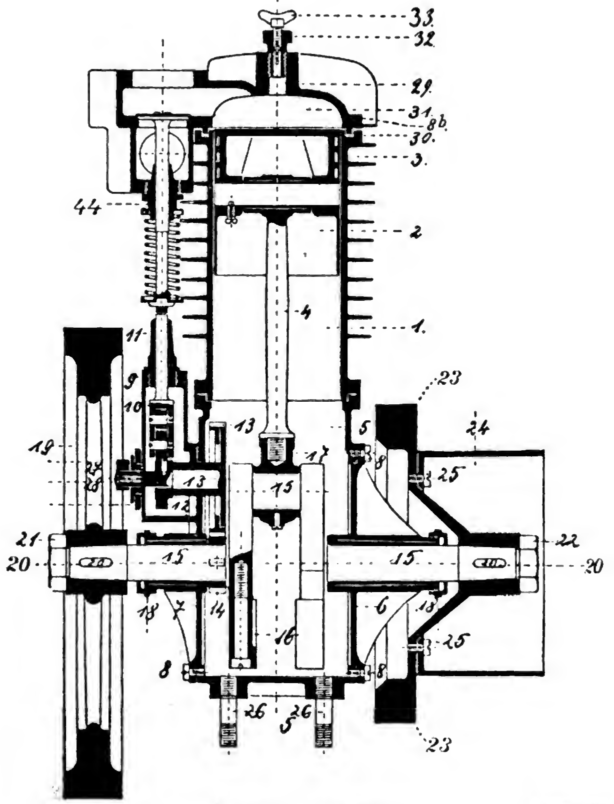
In den letzten Jahren hat namentlich der Fahrradmotor der Motorenfabrik Magnet-Berlin-Weißensee durch seine vorzüglichen Leistungen von sich reden gemacht und dieser Motor, der in den Figuren 236 und 237 dargestellt ist, möge den Beschluß unserer Betrachtungen über den luftgekühlten Motor machen.

Der Motor besitzt ebenfalls Magnet-Abreißzündung mit Abschlag der Kontakte durch den Kolben. Die eingekapselten großen Schwungräder sind an Flanschen befestigt, die mit dem Wellenzapfen ein Stück bilden. Während es sonst meist üblich ist, den Kurbelzapfen 9 mit Konus und Mutter sowie Nut und Feder anzuziehen, erfolgt hier der Anzug durch einen Keil 10 und Druckschraube 11. Das über dem Auspuffventil hängende Saugventil wird gesteuert.

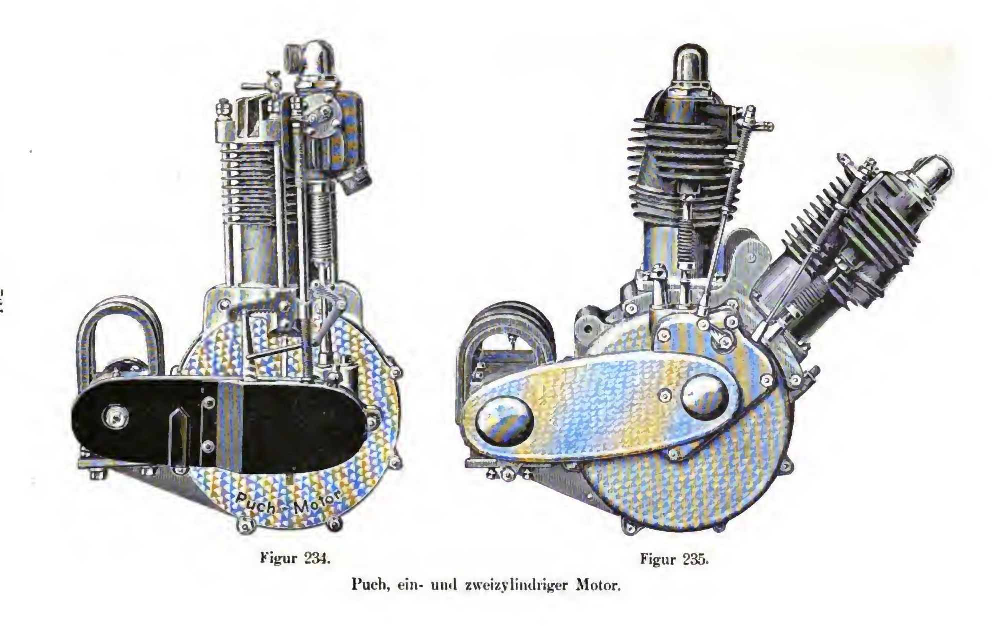
Fahrradmotoren werden bekanntlich dadurch angedreht, daß man das Fahrrad in Bewegung setzt, sodaß durch den Riemen die ersten Bewegungen des Motors eingeleitet werden müssen. Da die an der Felge des Hinterrades befestigte Riemenfelge mindestens $4^1/_2$ bis 5 mal so groß ist, als die Riemenscheibe des Motors, so ist es beim Andrehen des Motors erforderlich, die Kompression zeitweilig zu vermindern. Dieses geschah früher durch Öffnen des Kompressionshahnes. Nach und nach hat sich aber immer mehr die Methode des Anhebens des Auspuffventils eingebürgert. Wir bemerken in der Figur 237 einen Hebel 46, der einen Drehpunkt 48 besitzt. Dieser Hebel stößt unten gegen einen Ansatz des Stößels 45 und wenn wir daher das Ende des Hebels nach oben ziehen, so heben wir dadurch gleichzeitig das Auspuffventil an. In diesem angehobenen Zustande wird das Motorrad angetreten, bis es in Schwung gekommen ist, worauf man den Hebel freigibt. In welchem Augenblick dann meistens die regelmäßige Zündung aufgenommen wird.

Die gute Funktion der luftgekühlten Motoren ist in hohem Maße von der geeigneten Beschaffenheit des Zylindergusses und der Wandstärke des Zylinders abhängig. Man wird deshalb sehr oft bei luftgekühlten Motoren von etwa 75 mm Bohrung Wandstärken von 3 mm beachten können. Im Interesse der Sicherheit soll man jedoch niemals unter eine Wandstärke von 1/20 der Bohrung gehen.

Es empfiehlt sich nicht, die Kompression höher als auf ca. 4 Atm. zu treiben.



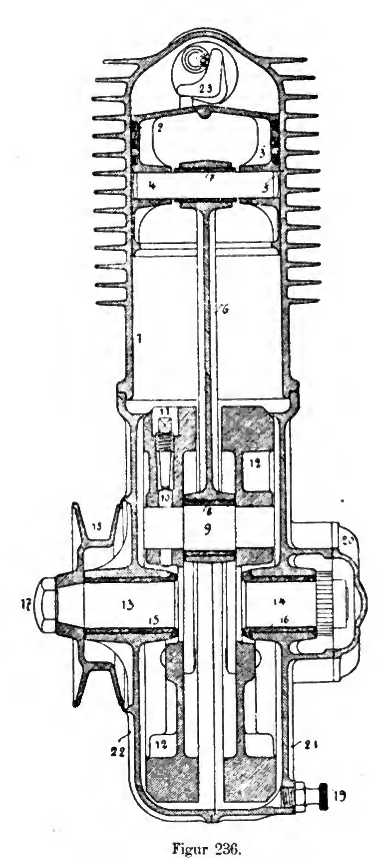
Figur. 233. Cyclon-Motor.



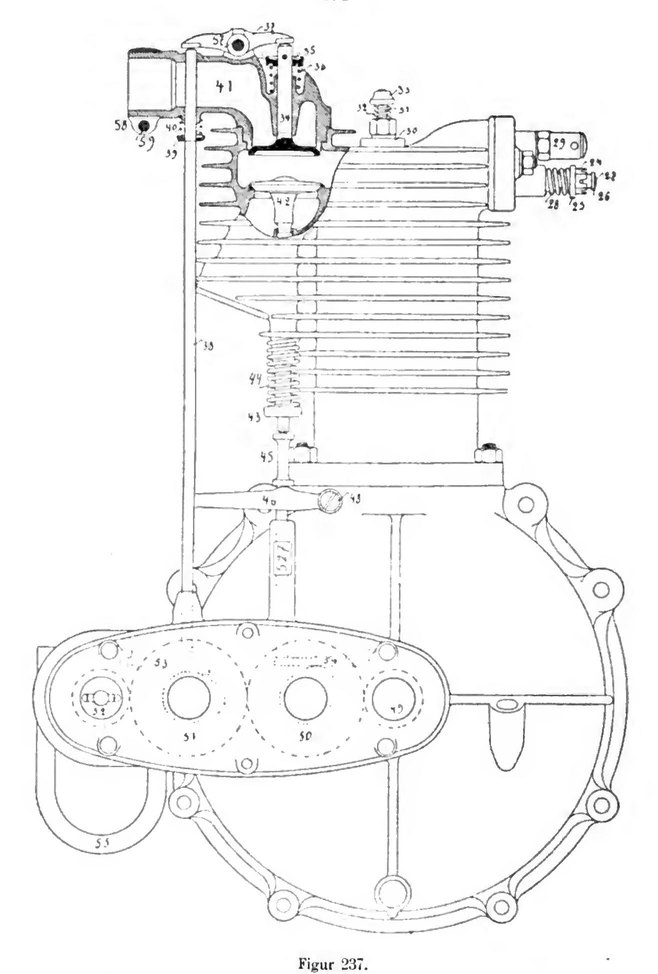
Figur 234.

Figur 235.

Puch, ein- und zweizylindriger Motor.



Figur 236.
Schnitt durch den Magnet-Motor.



Figur 237.
Ansicht und Schnitt durch die Ventilkammer des Magnet-Motors.

Der Zweitaktmotor.

Wegen seiner bestechenden Einfachheit findet der Zweitaktmotor namentlich in Amerika viele Anhänger und dieser Umstand veranlaßt noch oft die deutschen Konstrukteure, sich mit dem Zweitaktmotor zu befassen. Ein Beginnen, vor dem nicht eindringlich genug gewarnt werden kann, sobald es sich darum handelt, den Zweitaktmotor für den Automobilbetrieb, also für stark wechselnde Belastung und große Schwankungen in der Tourenzahl, anzuwenden.

Wir haben einige Ausführungsarten von Zweitaktmotoren aufgenommen, bei denen verschiedene Konstruktionsprinzipien zur Durchführung gekommen sind. Man erkennt, wenn man den Entwicklungsgang des Zweitaktmotors verfolgt, sofort, daß derselbe in letzterer Zeit immer komplizierter geworden ist, weil man ihn mit dem Viertaktmotor konkurrenzfähig machen wollte. Es läßt sich nicht bestreiten, der Zweitaktmotor besitzt den großen Vorteil, daß er von Laien leichter zu handhaben bezw. zu bedienen ist, als der Viertaktmotor und namentlich deshalb, weil man den Zweitaktmotor ohne Ventile baut.

Gegenüber der heute hochvollendeten Konstruktion der Viertaktmotoren kommt aber die Ventillosigkeit des Zweitaktmotors nicht mehr so sehr in Betracht, weil auch bei einem guten Viertaktmotor an den Ventilen nur noch sehr selten etwas passiert, während alle anderen Teile für die Vergasung und die Zündung auch notwendig sind, bei einem Zweitakter also ebenso sein müssen, wie bei einem Viertakter.

Bei einem Motor kommt es aber nicht allein darauf an, daß derselbe zuverlässig läuft, sondern daß er auch ökonomisch arbeitet und namentlich dieser Umstand tritt bei immer höher werdenden Brennstoffpreisen ganz bedeutend in die Erscheinung.

Der Konstrukteur muß ferner beachten, daß es nur sehr schwer ist, mehr wie ca. 800 Explosionen pro Minute ohne Aussetzer zu erreichen und nur bei sehr guter Reinigung des Zylinders von Verbrennungsrückständen und durch Anordnung der Zündstelle im Gaskanal oder in der Nähe desselben ist es möglich, einwandfreie Explosionen in größerer Anzahl zu erhalten. Die Folge davon ist, daß der Zweitaktmotor, bei welchem bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle eine Explosion erfolgt, nur halb so schnell laufen kann, wie der Viertaktmotor und demnach, wenn er dieselbe Leistungsfähigkeit eines Viertakters erreichen soll, ganz bedeutend schwerer wird. Wir tau-

schen daher für den Vorteil des Fehlens der Ventile Nachteile ein, die die Anwendung des Zweitaktmotors für den Automobilbetrieb namentlich wenn es sich um größere Kräfte handelt, vollständig ausschließen.

Die Versuche, die in den letzten Jahren an allen Orten mit dem Zweitaktmotor gemacht würden, haben zu negativen Resultaten geführt und Unsummen verschlungen, die für immer verloren sind und die Mißerfolge haben dem Zweitaktmotor für die Zukunft jeden Boden entzogen.

Man wird uns angesichts dieser Ausführungen vielleicht Voreingenommenheit nachsagen, doch möchten wir hierzu bemerken, daß wir nicht nur unsere, auf praktischen Versuchen basierende Ansicht, sondern auch die der meisten ersten Fachleute bekanntgegeben haben, die gezwungen waren, sich jahrelang vergeblich mit dem Zweitaktmotor herumzuplagen.

Für stationäre Zwecke und namentlich bei billigen Gaspreisen wollen wir dem Zweitaktmotor seine Existenzberechtigung nicht absprechen und auch in kleineren Ausführungen, wo er nur zeitweise von Laienhänden in Betrieb gesetzt und bedient wird und wo die Ökonomie gegenüber der einfachen Wartung keine Rolle spielt, wird der Zweitaktmotor seinen Platz behaupten können; niemals jedoch im Automobilbetriebe den Viertakter verdrängen können, weil dieser zu sehr mit dem Automobil verwachsen ist.

Anders ist es dagegen, wenn der Zweitaktmotor für Motorboote benutzt werden soll, wo also die Beanspruchung immer die gleiche ist. Für solche Zwecke eignet sich der Zweitaktmotor sehr gut, wenn man auf die Ökonomie keine Rücksicht zu nehmen braucht.

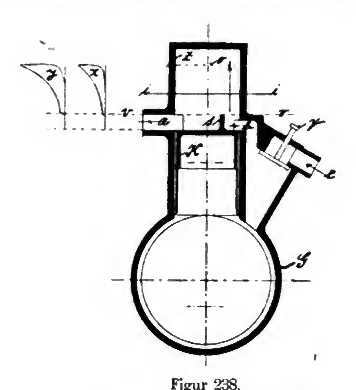
Von wesentlichem Einfluß auf den Gang des Zweitaktmotors ist seine gute Zylinderkühlung und daher kommt es, daß sich der Zweitakter in Amerika für den Bootsbetrieb so gut einführen konnte. Dabei darf man nicht vergessen, daß der Amerikaner im großen und ganzen noch sehr weit im Motorbau zurück ist. Sobald erst höhere Anforderungen an den Motor gestellt werden, verschwindet der Zweitakter ganz von selbst oder er wird komplizierter als ein Viertakter.

Es ist eine eigentümliche Erscheinung, daß sich Mängel beim Zweitaktmotor erst nach einiger Betriebsdauer einstellen und da bemerkt man meistens, daß die Ränder des Auspuffkanals ausbrennen und daß der Kolben an der Stelle, die dem Auspuffschlitz zugekehrt ist, sich stark abnutzt.

Wo liegen die Grenzen der Ausführbarkeit luftgekühlter Zweitaktmotoren?

Bei einem Zweitakter kommen bekanntlich auf dieselbe Tourenzahl doppelt soviel Explosionen als bei einem Viertakter, und es erschien daher etwas sehr gewagt, für den luftgekühlten Zweitakter dieselben Dimensionen zur Anwendung zu bringen, als man es bei dem Viertakter gewöhnt war. Es zeigte sich indessen, daß man den Kolbendurchmesser sogar noch größer als beim Viertakter machen konnte, ohne eine übergroße Hitzentwicklung befürchten zu müssen.

Es ist ja ganz klar, daß die Verbrennung desselben Gasquantums auch dieselbe Wärmemenge frei werden lassen muß, ganz einerlei, ob

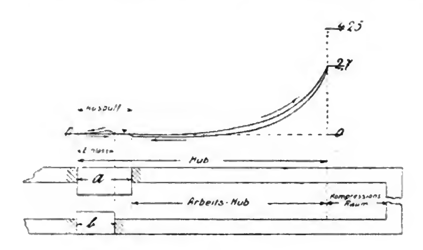


Figur 238.
Schema des Zweitaktmotors.

sie in einem Viertakter oder in einem Zweitakter stattfindet. Die Frage ist nur, ob die Verbrennung im Zweitakter rationeller ist als im Viertakter, und diese Frage muß verneint werden. Der Beweis hierfür möge zunächst erbracht werden.

Bei einem Zweitaktmotor zerfällt das Arbeitsverfahren ebenso wie bei einem Viertaktmotor in vier verschiedene Funktionen, Ansaugen, Komprimieren, Explodieren und Auspuffen, nur mit dem Unterschiede, daß die letzten drei Funktionen oberhalb des Kolbens stattfinden, während das Ansaugen unterhalb des Kolbens, und zwar bei den kleinen Motoren in der Kurbelkammer, geschieht. Beim Hochgange des Kolbens wird das Gas in die Kurbelkammer gesaugt, während gleichzeitig das im Zylinder befindliche Gas komprimiert wird. Ist oben die Kompression

vollendet, dann erfolgt die Entzündung der Gase ebenso wie bei dem Viertakter, der Kolben wird nach unten geschleudert und gibt zunächst einen Schlitz a in der Zylinderwand frei, durch den die verbrannten Gase auspuffen. Gegenüber diesem Schlitz liegt ein etwas schmälerer Schlitz b, der beim weiteren Abwärtsgehen des Kolbens freigegeben wird, und durch diesen Schlitz strömen die in der Kurbelkammer vorkomprimierten Gase in den Zylinder. Hierbei schlagen sie gegen eine Zunge, die quer auf dem Kolben angegossen ist, wodurch der Gasstrom von seiner geraden Richtung quer über den Kolben abgelenkt wird und sich nach oben gegen den Zylinderboden richtet, wobei das frische Gas die verbrannten Reste vor sich hertreibt. Die wesentlichen Konstruktionseinzelheiten eines Zweitakters sind in der Figur 238 dargestellt. G ist die Kurbelkammer, Z der Zylinder, K der Kolben und s die Zunge



Figur 239.
Kompressionsdiagramm.

auf dem Kolben. Durch e strömt das frische Gas vom Vergaser kommend durch das Ventil V während des Hochganges des Kolbens in der Kurbelkammer G. Statt des Ventils benutzt man sehr oft auch einen Drehschieber, wie z. B. bei dem Zweitaktmotor von Heim & Co. in Bamberg. Da das Gas in der Kurbelkammer etwas vorkomprimiert wird, so muß diese möglichst gut abgedichtet sein.

Betrachten wir nun wieder die Figur 238, wo dieselben Verhältnisse vergrößert zur Darstellung gebracht werden, dann sehen wir, daß der eigentliche Hub um die Breite des Schlitzes a größer ist, als der Arbeitshub, der naturgemäß doch nur bis zum Anfang des Schlitzes a reicht. Danach ist auch die Größe des Kompressionsraumes entsprechend einem Druck von 4,25 Atm. berechnet. Nach dem aufgenommenen Diagramm zeigt aber die Kompression nur eine Höhe von 2,7 Atm., und hieraus geht hervor, daß der Zylinder statt bis zur Linie v-v in Figur 238 nur bis zur Linie i-i gefüllt ist, der Abstand von v-i ist also offenbar ein Verlust, der bei der Gestaltung des Kompressionsraumes berücksichtigt

werden muß. Im vorliegenden Falle, der ungefähr auf alle Motoren ähnlicher Konstruktion zutreffen muß, beträgt die Zylinderfüllung nur 65% des theoretisch in die Kurbelkammer gesaugten Gasquantums.

In der Figur 238 ist der Kolben auf seinem unteren Totpunkte angelangt, während der obere Totpunkt bei der Linie o liegt. Angenommen, der Kolbendurchmesser ist 100 mm und der Hub sei ebenfalls 100 mm, dann findet beim Hochgange des Kolbens bis auf den oberen Totpunkt in der Kurbelkammer eine Volumenvergrößerung von 785,4 ccm statt. Hiermit rechnet die große Mehrzahl derjenigen, welche mit Zweitaktmotoren zu tun haben, um einen Maßstab gegenüber dem Viertakter zu besitzen. In Wirklichkeit lassen aber die schädlichen Räume in der Kurbelkammer, und wenn sie noch so gering bemessen sind, sowie die verschiedenen Ansaugwiderstände das Einnehmen des ganzen Hubvolumens in die Kurbelkammer gar nicht zu, sondern es treten im vorliegenden Falle, der als sehr günstig zu bezeichnen ist, von den 785,4 ccm nur 510 ccm in den Zylinder. Sehr leicht ist es noch möglich, daß ein, wenn auch geringer Teil der frischen Gase mit durch den Auspuff verloren geht. Messungen kann man leider hierüber nicht anstellen. Im vorliegenden Falle kommt die schlechte Zylinderfüllung durch das erhaltene Diagramm x zur Anschauung, während das berechnete Diagramm durch y dargestellt ist. Figur 238.

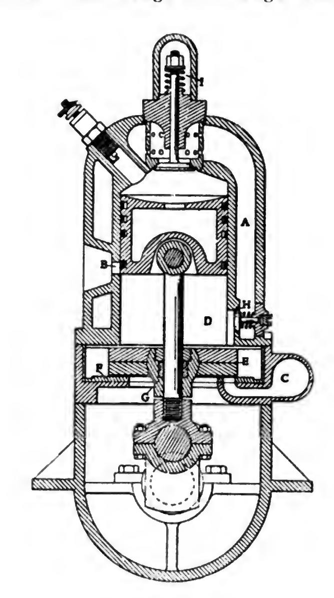
Dieser schlechte Wirkungsgrad, welcher mit den Abmessungen und den Tourenzahlen des Zweitakters gar nicht in Einklang zu bringen ist, ist der Hinderungsgrund, welcher trotz vieler kostspieliger Versuche erster Firmen dem weiteren Ausbau des Zweitakters für automobile Zwecke entgegensteht. Der wirtschaftliche Wirkungsgrad, d. i. die Umwandlung der Wärme in Arbeit, läßt sich freilich noch durch besondere Gestaltung des Zylinderbodens erhöhen. Hier ist für die Kolbenzunge ein Raum im Zylinderboden geschaffen und die Kompression auf die richtige Höhe von ca. 4,5 Atm. gebracht.

Aus obigen Gründen ist es daher gar nicht verwunderlich, daß der Zweitakter trotz doppelter Anzahl der Zündungen sich bei gleicher Größe nicht mehr überhitzt, als der Viertakter. Dieses kommt auch klar dadurch zum Ausdruck, wenn man bedenkt, daß die Leistung eines kleinen Zweitakters bei gleicher Tourenzahl nur das ca. 1/2fache eines Viertakters beträgt, was jederzeit mit der Bremse bewiesen werden kann.

Neuere Zweitaktmotoren.

Um den Wirkungsgrad der Zweitaktmotoren zu erhöhen, geht man neuerdings immer mehr dazu über, das Gasgemisch nicht mehr in die Kurbelkammer gelangen zu lassen, sondern man benutzt das untere Ende des Arbeitszylinders gleichzeitig als Pumpenzylinder. Dadurch

ist man in der Lage, den schädlichen Raum der Ladepumpe sehr gering zu bemessen und bei der Überströmung wird daher auch die Strömungsgeschwindigkeit der unter dem Kolben vorkomprimierten Gase bedeutend größer sein, als wenn man das Gas aus der Kurbelkammer übertreten läßt. Eine Folge davon ist, daß die bei Zweitaktmotoren so sehr gefürchteten Rückschläge sich weniger bemerkbar machen.

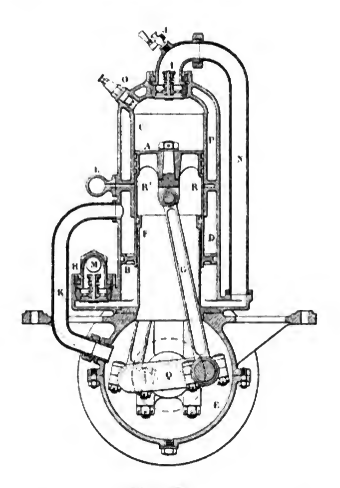


Figur 240.
Zweitaktmotor von Hooper.

In Deutschland bauen Gebr. Körting ihre großen Zweitaktmotoren nach diesem Prinzip.

Bei dieser Bauart erhält man aber einen sehr hohen Bau des Motors, weil man außer der Pleuelstange eine besondere Kolbenstange braucht. Um diesem Übelstande abzuhelfen, hat ein Kalifornier, Mr. Hooper, einen Zweitaktmotor konstruiert, der auch ausgeführt worden ist und den wir im Schnitt in der Figur 240 abbilden.

Die Pleuelstange ist rund und gleitet abgedichtet in einer als Kugelgelenk ausgebildeten Stopfbuchse G. Diese ist leicht beweglich zwischen zwei Schiebern E angeordnet. Die untere Hälfte des Schiebers E gleitet auf einem Schieberspiegel F, wodurch einerseits der dichte Abschluß des Gehäuses gegen den Raum unter dem Kolben und andererseits die Steuerung des Gaskanals bewirkt wird. Das vom Vergaser kommende Gas nimmt seinen Weg durch C. Das in D vorkomprimierte Gas streicht durch das Rückschlagventil H in den Überströmkanal A

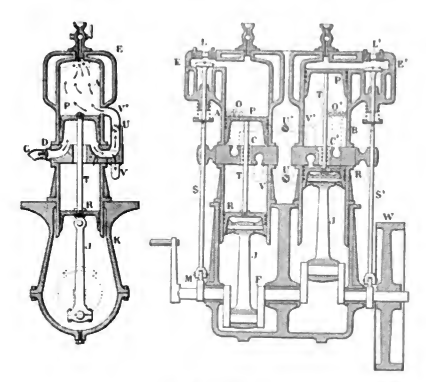


Figur 241.
Zweitaktmotor von Dubois et Uzac.

und von diesem durch das, auf dem Zylinderkopf befindliche Einlaßventil I in den Zylinder. Kurz vorher sind die verbrannten Gase durch den freigegebenen Schlitz B ausgestoßen worden und die überströmenden Gase treiben die letzten Reste derselben vor sich her.

Was das obere Loch im Kolbenboden für einen Zweck haben soll, ist nicht ersichtlich, denn es kommt doch gerade darauf an, den Kompressionsraum möglichst klein zu machen. Aus dem ganzen Aufbau des Motors erkennt man aber, daß die Konstruktion noch weit zurück ist, um mit dem Viertakter konkurrieren zu können.

Der größte Vorzug des Zweitaktmotors ist seine große Einfachheit gegenüber dem Viertaktmotor, aber gerade hierdurch entstehen in der Praxis bei der Ausarbeitung der Konstruktion die größten Schwierigkeiten. Sobald man daher anfängt, den Zweitaktmotor durch eine komplizierte Konstruktion dem Automobilbetriebe, mit seiner wechselnden Belastung, mehr anzupassen, kommt man auf Ausführungsarten, die nichts mehr mit der ursprünglichen Einfachheit des Zweitaktmotors gemein haben und es ist daher unverständlich, wie manche Konstrukteure noch die Hoffnung auf ihren Zweitaktmotor setzen, selbst wenn sie ihn viel komplizierter als den Viertaktmotor „verkonstruiert“ haben.



Figur 242.
Zweitaktmotor von Albert Rigaud.

Solche Unternehmungen können nur den Zweitaktmotor diskreditieren. Es ist ja eine Folgeerscheinung jeder neuen Industrie, die sich im Aufschwung befindet, daß in allen Orten sogenannte Erfindungen und Verbesserungen vorkommen, von denen jeder Konstrukteur, weil es seine eigene Sache ist, so überzeugt ist, daß er sich immer mehr und mehr in seinen Ideen verwickelt und das anfänglich Einfache zu einem unentwirrbaren Knäuel ausarbeitet. Ein Beispiel eines solchen Unikum-Motors sehen wir in der Figur 241 abgebildet. Wie wir sehen, ist der Arbeitskolben A nach unten verlängert und an dieser Stelle zu einem Ringkolben B ausgebildet, der einerseits in der ausgedrehten Verlängerung D des Zylindermantels und andererseits mit seinem inneren Umfange an den Wandungen eines Zylinders F gleitet, wodurch eine

Luftpumpe gebildet wird, die das Gasgemisch ansaugt und durch das Rohr N abdrückt.

Ganz abgesehen von dem übermäßig großen Gewichte des Kolbens wird diesen Motor ein großer Reibungsverlust auszeichnen. Außerdem dürfte es auch noch sehr schwer halten, die Dichtung im unteren Teile des Zylinders zu bewerkstelligen.

Die Fabrik hat verschiedene Typen von diesen Motoren gebaut, wovon einer als Einzylinder 90 mm Bohrung und 90 mm Hub besitzt.

In der Figur 242 sehen wir einen Längsschnitt und einen Querschnitt durch den Motor von Rigaud, bei welchem ähnlich wie bei dem Körting'schen Zweitaktmotor, der bei den Unterseebooten benutzt wird, der untere Teil des Zylinders als Pumpe ausgebildet ist. Hierbei ist der obere Kolben P der Arbeitskolben, während der Kolben R der Pumpenkolben ist und gleichzeitig die Gradführung für den Arbeitskolben bildet.

Während man sonst das Einströmen und Ausströmen des Gases durch Schlitze vornimmt, findet bei diesem Motor nur das Einströmen des frischen Gases bezw. das Überströmen desselben vom Raum C unter dem Kolben durch die Schlitze O statt, während das Ausströmen des verbrannten Gases durch ein Auspuffventil E vorgenommen wird, wobei die frisch eintretenden Gase die verbrannten vor sich her treiben. Jeder Zyylinder besitzt zwei Auspuffventile sowie ein Saugventil am unteren Zylinderteil. Hieraus geht schon hervor, daß durch diese Zweitaktmotoren keine Verbesserung des Viertaktprinzips stattfindet, denn wir haben hier schon sechs Ventile für zwei Zylinder, während wir sonst nur vier brauchen.

Die ganze Bauart des Motors wird für einen Automobilmotor etwas sehr hoch und ferner werden die Erschütterungen, die durch die hin- und hergehenden Massen hervorgerufen werden, sehr stark auftreten.

Auch in seinem sonstigen Äußeren macht der Motor einen sehr komplizierten Eindruck, sodaß derselbe wohl keine Bedeutung erlangen wird, so sehr man dieses auch für den Zweitakter wünschen möchte.



Figur 243. Das Ausbohren der Zylinder auf dem Vertikal-Bohrwerk in der Fahrzeugfabrik Eisenach.

Die Bearbeitung der Zylinder.

Bevor die Zylinder bearbeitet werden, ist es erforderlich, daß sie sowohl innen als auch außen an allen Stellen von dem noch anhaftenden Formsand befreit werden. Sehr oft findet man noch in den Hohlräumen der Wassermäntel Eisendrahtstücke usw., die entfernt werden müssen.

Nach der Reinigung kommen die Zylinder zum Anreißer und werden kontrolliert, worauf dann zunächst, je nachdem, welche Seite zuerst bearbeitet werden soll, entweder die Flanschhöhe oder die Höhe der diversen Öffnungen auf der oberen Zylinderseite angerissen wird.

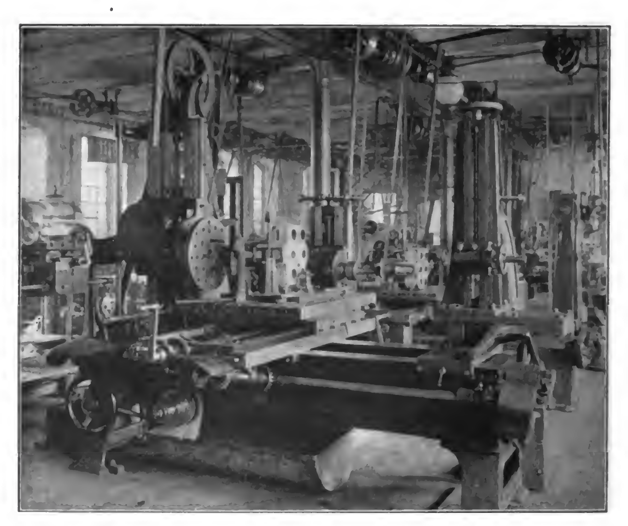
Bei der Massenfabrikation wird der Zylinder in der Regel auf den Kopf gestellt, wenn er ausgebohrt wird und es ist daher erforderlich, zunächst die Höhe der auf dem Zylinder befindlichen Stützpunkte anzugeben. Zu diesem Zweck muß der Flansch vorgearbeitet werden und zwar ist es dringend erforderlich, die Flanschhöhe von innen gemessen anzugeben, damit der Kompressionsraum keine Veränderungen erleidet. In der Regel geschieht die erste Bearbeitung der Flanschen durch Hobeln oder Fräsen, wobei man einige Millimeter Zugabe für die weitere Bearbeitung stehen läßt.

Für jede Motorentype muß ein Stichmaß vorhanden sein, welches die Tiefe des Zylinders vom Boden bis zum Flansch angibt. Die annähernd rechtwinklige Stellung des Zylinderflansches zur Bohrung muß schon nach der ersten Prozedur vorhanden sein, worauf man die Oberseite des Zylinders bearbeitet.

Das Ausbohren des Zylinders geschieht entweder im Großbetriebe auf dem Horizontalbohrwerk, dem Vertikalbohrwerk oder auf der Gisholtbank. Beim Vertikalbohrwerk und auf der Gisholtbank werden die Zylinder auf den Kopf gestellt. Es ist also erforderlich, daß die Stützpunkte senkrecht zu der Zylinderbohrung stehen.

Sehr oft sind in den Fabriken geeignete Spannböcke vorhanden, auf die die Zylinder ohne Vorarbeitung gestellt und ausgerichtet werden, worauf man sie festspannt. Das Ausbohren geschieht neuerdings in allen Fällen durch breite Messer, die im Bohrkopf befestigt sind und zweiseitig arbeiten. Aus den Fig. 243 u. 246 geht dieses deutlich hervor. Meistens kommt man mit zwei Bohrköpfen, wovon der eine zum Vorschruppen und der andere zum Nachschlichten dient, aus, da die Zugabe für die Bearbeitung kaum mehr wie 3 bis 5 mm beträgt.

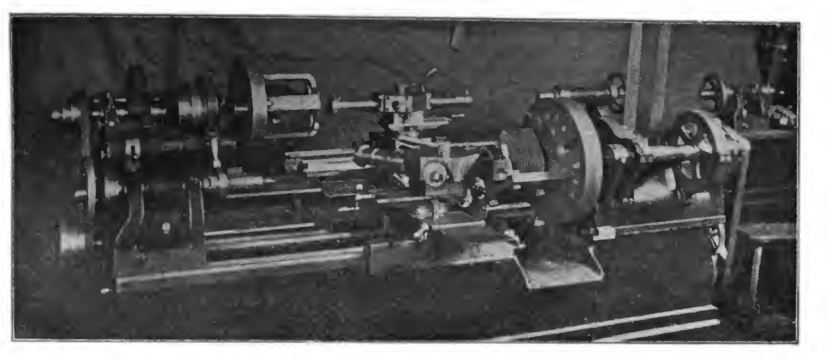
Die dritte Tour wird durch einen kalibrierten Fräser vorgenommen. Dieser Fräser, bei dem die einzelnen Zähne eine Teilung von ca. 15 mm besitzen, ist schraubenartig geschnitten, und die Steigung läuft in derselben Richtung, wie der sich drehende Zylinder. Die einzelnen Zähne laufen also von vorn gesehen von links nach rechts und nicht wie sonst bei Fräsern üblich, von rechts nach links. Diese Anordnung wird deshalb getroffen, damit der Fräser sich nicht in den Zylinder zieht.



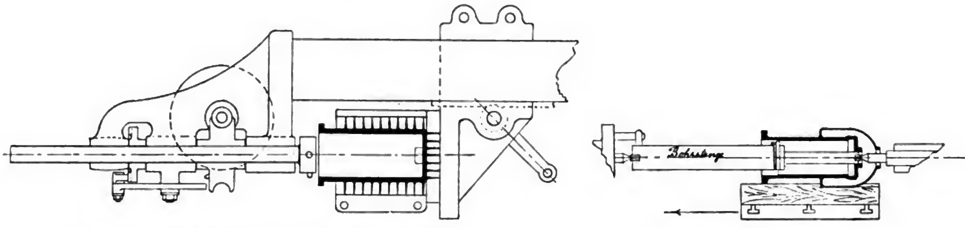
Figur 244. Das Ausbohren der Zylinder in der Fabrik von Gebr. Stoewer-Stettin.

Wenn die Zylinder paarweise gegossen sind, ist die Spannvorrichtung so eingerichtet, daß sie sich auf einem Support befindet, der es gestattet, nach der Bearbeitung der ersten Bohrung die zweite vorzutransportieren. Um die Mittelpunkte leicht einstellen zu können, ist im Revolverkopf eine Körnerspitze befestigt, siehe Abbildung 243, nach der man die Zylinderbohrung so einstellt, daß der Mittelpunkt des Zylinders, der vom Anreißer auf der eingesetzten Traverse markiert ist, den nötigen Anhalt bietet.

Sobald eine Bohrung fertig bearbeitet ist, wird mit einem Fassonstahl das untere Ende des Zylinders etwas konisch ausgedreht, damit



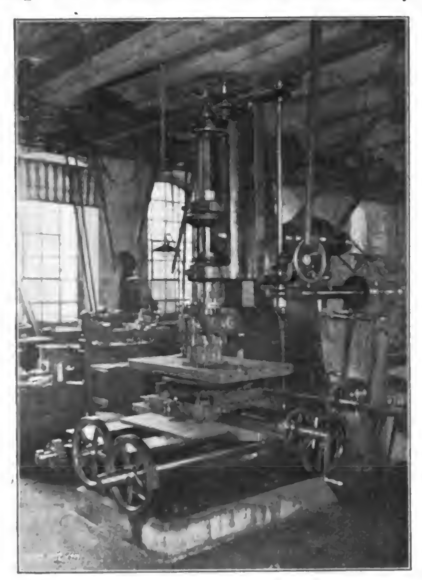
Figur 245. Ausbohren luftgekühlter Zylinder. (Progress).



Figur 246. Das Ausbohren auf der Bohrmaschine.

Figur 247.
Das Ausbohren auf der Drehbank mit der Bohrstange.

man später den Kolben mit seinen Ringen leicht einführen kann. Nachdem dieses geschehen, wird der Flansch bearbeitet. Bei paarweis gegossenen Zylindern transportiert man in der Regel die Zylinder soweit vor oder zurück, daß die Körnerspitze in die Mitte zwischen beiden Bohrungen zu stehen kommt, worauf der Flansch von innen nach außen gehend übergedreht wird. Oft läßt man an dem einen Zylinder eine



Figur 248. Das Überfräsen des Zylinderkopfes.
(Gebrüder Stoewer-Stettin.)

Paßkante, und es ist daher erforderlich, daß man den Flansch von der einen Bohrung beginnend bearbeitet. In der Regel benutzt man jedoch den Paßrand nicht, sondern dreht den Flansch vollständig gleichmäßig plan.

Für kleinere Zylinderbohrungen bis zu ca. 90 mm wendet man sehr oft die Gisholtbank an, die für schwere Revolverarbeiten in Guß konstruiert ist.

Das Ausbohren der Zylinder auf dem Horizontalbohrwerk zeigt die Figur 244. Hier erfolgt das Ausbohren entweder mit fliegender Bohr-

stange, wie bei dem Vertikalbohrwerk oder mit geführter Bohrstange, wie auf der Gisholtbank. Im letzteren Falle ist eine Öffnung im Zylinderboden erforderlich, die auf ca. 40 mm ausgebohrt wird. Die Bohrung dient nachher als Führung für die Bohrstange.

Luftgekühlte Motoren besitzen immer einzeln gegossene Zylinder, deren Bohrung in den seltensten Fällen 80 mm überschreitet.

Solche Zylinder werden entweder auf den Winkel ausgebohrt, siehe Figur 245, oder der vorher gedrehte Flansch wird an einem besonderen Bock befestigt, siehe Figur 245 hinten. In Frankreich werden die Zylinder solcher luftgekühlten Motoren meistens auf amerikanischen Vertikalbohrmaschinen größeren Modells mit langsamem Vorschub ausgebohrt, wie es in Figur 246 skizziert ist. Der Zylinder wird dabei in einer Spannvorrichtung gehalten.

Die primitivste Art der Bearbeitung ist die auf der gewöhnlichen Drehbank mit der Bohrstange, wie aus der Figur 247 ohne weiteres hervorgeht.

Ist man nicht in der Lage, ein Spezialwerk anschaffen zu können, dann verwendet man eine recht schwer und sicher gelagerte Drehbank und stellt den Vorschub des Supports so ein, daß derselbe ca. 84 Umdrehungen auf einen Zoll oder 25,4 mm beträgt. Da ein derartig feiner Vorschub in den seltensten Fällen mit einer Drehbank erreicht werden kann, so ist die Anschaffung eines besonders großen Wechselrades, das diesen feinen Vorschub zuläßt, erforderlich.

Das Abfräsen der diversen Vorsprünge auf dem Zylinderkopf sowie die Bearbeitung der Ventilsitze und der Verschlußöffnungen erfolgt in der Regel so, wie in den Figuren 248 und 249 dargestellt. Um eine einheitliche, rationelle Fabrikation zu erreichen, muß man für eine leichte Zugänglichkeit der Arbeitsflächen Sorge tragen.

Die fertig gebohrten Zylinder werden dann mit den Befestigungslöchern im Flansch versehen, die Ventile werden eingeschliffen und eingesetzt und mit den Verschlußmuttern die Öffnungen dicht verschlossen. Hierauf kommt gegen den Flansch eine abgedichtete Platte, die mit einem Anschlußstück für das Druckwasser versehen ist, worauf der Zylinder mit Wasser abgedrückt wird. Meistens werden die Zylinder mit 30 Atm. kaltem Druck probiert.

Sobald sich die Zylinder nach der Druckprobe als dicht erwiesen haben, kommen sie auf die Zylinderschleifmaschine, um innen sauber auf Maß geschliffen zu werden, siehe Figur 251.

Die Zylinderbohrung soll nach dem Schleifen Hochglanz besitzen und genau zylindrisch sein.

Es ist nicht richtig, unausgeschliffene Zylinder zu benutzen, denn die Unebenheiten schleifen sich mit der Zeit ab und die feinen Eisenteilchen setzen sich mit dem Öl vermischt an die Pole der Zündstellen, wodurch sehr oft Kurzschluss eintritt.



Fig. 249. Die Öffnungen über den Ventilen werden mit den Gewinden versehen und die Bearbeitung der Ventilsitze. (Gebrüder Stoewer-Stettin.)



Fig. 250. Das Anschlussgewinde für das Auspuffventil wird geschnitten. (Progress.)

In manchen Fabriken werden die Zylinder gleich auf den Bohrwerken mit besonderen Schleifvorrichtungen ausgeschliffen, wobei die Bohrung der Schmirgelscheibe entgegen rotiert.

Es ist dringend zu empfehlen, die Zylinder vor dem Schleifen einige Stunden in einem Luftbade (Trockenschrank mit Gasheizung) auf ca. 300° zu erhitzen, um Spannungen, die sonst bei der Erwärmung im Betriebe eintreten und durch die sehr oft die Kolben festgehalten werden, zu vermeiden.

Zylinder, die vor dem Schleifen nicht längere Zeit, wie beschrieben, erwärmt worden sind, ziehen sich meistens oval und wenn aus irgend einem Grunde die Kühlung nicht ausreichend ist, setzen sich die Kolben



Fig. 251. Das Ausschleifen der Motorenzylinder in der Fahrzeugfabrik Eisenach.

fest, die Pleuelstangen reißen ab oder der Motor bleibt stehen. Auch die Kolben und Ventile werden in vielen großen Fabriken, bevor sie geschliffen werden, erhitzt.

Nachdem die Zylinder an allen Stellen bearbeitet sind, müssen sie gehörig mit Petroleum, der alle Schmutzteile löst, gereinigt werden, damit nicht eine Spur von Formsand oder Schmirgelpulver zurückbleibt und später an den Kolben gelangen kann.

Die Verschlußstücke im Zylinderkopf werden in den meisten Fällen aus Stahl von der Stange oder aus Preßteilen gedreht und besitzen ein Gewinde von ca. 12 Gang auf 1″.

Es empfiehlt sich jedoch die Verschlußmuttern aus Gußeisen anzufertigen, weil sehr oft die Verschraubungen mit Stahlmuttern undicht werden, was jedenfalls seinen Grund darin hat, daß Stahl einen anderen Ausdehnungskoeffizienten besitzt als Gußeisen.

Die Verschlußstücke für die Ventilkammern werden in der Regel aus Rotguß oder aus Nickelstahl angefertigt. Sie dürfen nicht aus einem rostenden Material bestehen, weil sie sonst leicht festrosten.

Diese Verschlußstücke werden neuerdings fast durchweg ebenfalls mit einem 12gängigen Gewinde versehen und ihre Abdichtung erfolgt durch untergelegte Kupferringe mit Asbesteinlage. Man findet noch sehr oft Motoren, bei denen die Verschlußstücke durch einen Bügel mit zentraler Schraube auf den Sitz gepreßt werden und zwar benutzt man einen Bügel für zwei Verschlußstücke. Man kommt jedoch von dieser Methode immer mehr ab.

Die Führungen für die Ventile werden noch vielfach aus Stahl gefertigt und von unten in die Ventilkammern geschraubt. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß diese Mehrarbeit unnötig ist und daß es sich sehr gut bewährt, die Ventilführungen gleich mitzugießen. Die Ventilführungen müssen so weit sein, daß sich die Ventilspindeln leicht auf und ab bewegen lassen, ohne einen merklichen Widerstand zu finden. In der Regel macht man den Ventilschaft 0,15 bis 0,2 mm schwächer als die Bohrung der Führung.

Die Bearbeitung der Ventile.

Nachdem man eine Zeitlang Versuche mit Ventilen aus Chromnickelstahl gemacht hat, kommt man heute wieder auf den gewöhnlichen Maschinenstahl zurück, aus dem man von Anfang an die Ventile herstellte. Die Ventile werden aus einem Stück geschmiedet und nur in Amerika setzen einige Firmen einen Gußeisenkopf auf den Ventilschaft. Die so zusammengesetzten Ventile haben selbstverständlich lange nicht den Wert, wie die aus einem Stück gearbeiteten. Der Vorteil, den man durch die Verwendung feuerbeständigen Gußeisens für die Ventilköpfe erreicht, ist nicht zu unterschätzen; es ist jedoch schwer, eine ordnungsgemäße Verbindung zwischen Ventilschaft und -kopf herzustellen, die den gerechten Anforderungen an die Lebensdauer eines solchen Ventils entspricht. Meistens geschieht die Verbindung von Kopf und Schaft durch Einschrauben und Vernieten und solche Verbindungen lockern sich sehr leicht durch die vielen Schläge, denen das Ventil im Betriebe ausgesetzt ist.

Eine gute dauernde Verbindung ließe sich vielleicht durch das in neuerer Zeit so sehr in Aufnahme kommende autogene Schweißverfahren erreichen.

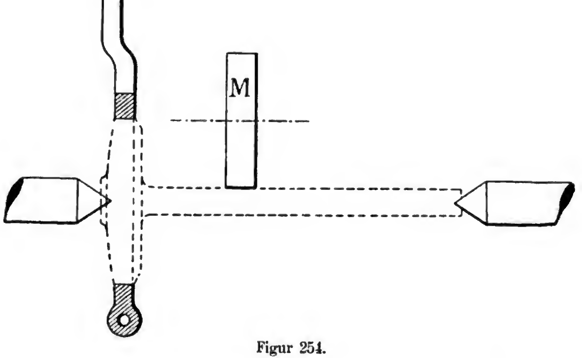
Ist man imstande, das Loslösen des Kopfes während des Betriebes zu verhindern und kann man die Ventile als Massenartikel billig genug herstellen, dann dürfte auch die Zeit für die zusammengesetzten Ventile mit feuerbeständigem Gußeisenkopf gekommen zu sein. Vorläufig sind wir noch an die Verwendung von Gußstahl gebunden.

In der Massenfabrikation werden die Ventile in der Regel aus vorgepreßtem, also im Gesenk geschmiedeten, Material fabriziert und zwar meistens nach nachstehend geschildertem Verfahren. Die Preßteile kommen, nachdem sie zentriert worden sind, auf die Drehbank, auf der zwischen Spitzen der Kopf auf den fertigen Durchmesser gedreht wird. Bei der zweiten Tour wird der Kopf, dessen Durchmesser bei C natürlich immer der gleiche sein muß, in ein etwas konisch ausgedrehtes Stahlfutter gesteckt, wie es in der Figur 252 dargestellt ist. Man dreht darauf den Schaft A auf Maß und zieht die Fläche B des Kopfes über.

Bei der dritten Tour, Figur 253, wird der Kopf in ein Futter A gespannt, dessen Kopf aufgeschnitten und durch eine konische Klemm-

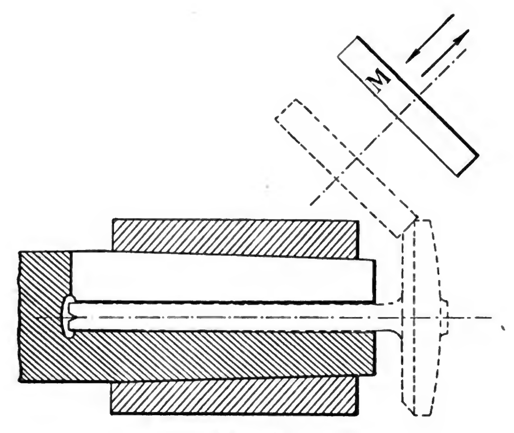
Figur 252.

Figur 253.



Figur 254.

schraube B zusammengepreßt werden kann. Mit einem Fassonstahl wird dann mit einem Zug der Kopf auf die richtige Stärke gebracht. Die Nacharbeit des Ventils erfolgt dann auf der Rundschleifmaschine. Um den Kopf wird eine Mitnehmerzange gelegt und der Schaft wird mit dem Schmirgelrad M auf Maß geschliffen. Dieses ist die vierte Tour, Figur 254. Bei der fünften Tour wird der Schaft entweder in ein genau laufendes Klemmfutter gespannt oder zwischen Spitzen gesetzt und die Sitzfläche wird mit der Schmirgelscheibe M, die in einem Winkel von 45 Grad arbeitet, geschliffen. Figur 255.



Figur 255.

Die letzte Tour besteht darin, das Schaftende für die Aufnahme des Keils oder des Federendes zu schlitzen. Hierfür hat man besonders konstruierte zweispindlige Langlochfräsmaschinen, die die Arbeit mit größter Präzision und Schnelligkeit ausführen. In kleineren Betrieben werden die Schlitze vorgebohrt, gedornt und nachgefeilt. Das Schaftende, dessen scharfe Kanten gebrochen worden sind, wird gehärtet, damit sich im Betriebe kein Grad ansetzen kann, der später das Entfernen des Ventils aus dem Zylinder hindert.

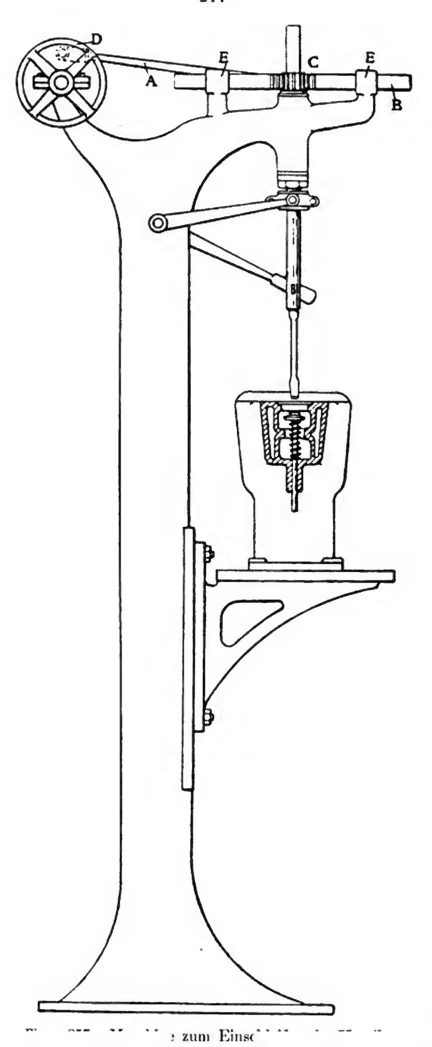
Die meisten Ventile erhalten am Kopf einen Sägeschnitt, der zum Einsetzen des Schraubenziehers für das Schleifen dient. Praktischer ist es jedenfalls, wenn man statt des Schlitzes den Kopf mit einem $^1/_4$"-Gewinde versieht und für das Einschleifen einen Knebelschlüssel

liefert, dessen Ende ebenfalls mit einem $^1/_4$"-Gewinde versehen ist. Das Einschleifen wird für den Laien dadurch ganz bedeutend erleichtert und kann mit einer Hand vorgenommen werden, die das erforderliche Heben und Senken des Ventils während des Schleifens ebenso wie die Drehbewegung ausführt.



Figur 256. Maschine zum Einschleifen der Ventile.

Selbstverständlich hat man auch bereits zum Einschleifen der Ventile für die Massenfabrikation Spezialmaschinen konstruiert, wie wir solche in der Figur 256 vorführen. Diese Maschinen arbeiten drei- bis viermal so schnell als Handarbeit und haben sich in der Praxis vollauf bewährt. Bei diesen Maschinen dreht das Ventil sich während des Schleifprozesses fortwährend in derselben Richtung. In der Fig. 256 ist die Ventilschleifmaschine, wie sie von der A.-G. de Fries & Co.-Düsseldorf geliefert wird, abgebildet.



Fi... 275. Ma...ine zum Einsc...

Mit der oben sichtbaren horizontalen Riemenscheibe ist eine pendelnde Welle verbunden, welche unten mit einem leerlaufenden Handgriff versehen ist und am Ende einen abnehmbaren Schraubenzieher trägt. Der Zylinder wird, nachdem man das mit der Schleifmasse, meist mit Öl angeriebenes Schmirgel oder Diamantpulver, bestrichene Ventil eingesetzt hat, auf den verstellbaren Tisch der Maschine gestellt, derart, daß der Arbeiter den Schraubenzieher in den Ventilschnitt drücken kann, um das Vetil auf seinen Sitz zu pressen. Eine selbsttätige Hebevorrichtung, welche von unten gegen das Ventil arbeitet, muß natürlich vorher auf Hub eingestellt werden, worauf die Arbeit beginnen kann.

Das Ein- und Ausrücken der Maschine erfolgt in der bei Bohrmaschinen üblichen Art durch Einrücken des Riemens durch Fußtritt. Es ist hierbei die Einrichtung getroffen, daß die Maschine außer Betrieb gesetzt wird, sobald der Arbeiter seinen Fuß vom Tritt nimmt, wodurch dann selbsttätig der Riemen wieder auf die Leerlaufscheibe geleitet wird.

Eine zweite Ausführung sehen wir in einer anderen Maschine, Figur 257. Bei derselben ist keine Anhebevorrichtung vorhanden, sondern das Anheben des Ventils wird durch eine Spiralfeder besorgt, die unter den Ventilkopf, wie ersichtlich, gesetzt ist. Bei dieser Maschine wird das Ventil nach beiden Richtungen geschliffen. Eine oben sichtbare Zugstange A bewegt eine Zugstande B, die mit einem kleinen Zahnrade C der Spindel S in Verbindung steht. Diese Zahnstange ist horizontal in den Lagern EE gelagert und wird durch eine Kurbel D bewegt. Zwei weitere Hebel, welche an der Spindel S arbeiten, besorgen selbsttätig das Andrücken und Abheben des Ventilkegels. Es wird durch diese Konstruktion eine vollständig automatische Arbeitsweise der Maschine beabsichtigt. Fraglich erscheint, ob es im Interesse der Fabrikation liegt, ganz automatisch arbeitende Maschinen zu verwenden, weil erwiesenermaßen die Handarbeit immer noch bessere Resultate erzielt, als zu weit getriebene Anwendung von Automaten. Namentlich das Einschleifen von Ventilen ist eine Arbeit, bei der man mit dem Gefühl rechnen muß.

Es ist dringend erforderlich, nach dem Schleifen die Zylinder mit größter Reinlichkeit von jeder Spur der Schleifmasse zu befreien, was am besten durch gründliches Auswaschen mit Benzin oder Petroleum geschieht.

Man soll zum Schleifen nur ein Schleifpulver von mittlerer Körnung benutzen, damit die Ventilsitze keine Riefen bekommen und es empfiehlt sich, nachdem die Ventile vorgeschliffen sind, dieselben mit feinem Schleifpulver nachzuschleifen.

Die Bearbeitung des Kolbens.

Bevor die Kolben auf die Drehbank kommen, werden sie innen mit der Kratzbürste gehörig gereinigt, worauf mit Petroleum nachgeholfen wird, damit der Sand entfernt wird. Nachdem die Gußstücke genau revidiert sind, werden die Mitten der Putzen angerissen, um einen Anhaltepunkt für die Bearbeitung zu haben. Die Kolben werden nun, Boden gegen die Planscheibe oder das Futter, eingespannt und wenn nötig, so ausgerichtet, daß sie innen laufen. Hierauf wird die untere Länge von Mitte Putzen gemessen, angezeichnet und der verlorene Kopf abgestochen. Dann werden sie innen auf Maß gedreht und gleichzeitig, soweit dieses möglich, außen vorgedreht. Das Ausdrehen hat nach einem Kaliberbolzen zu geschehen und darf nicht mit einem zu breiten Stahl vorgenommen werden, weil dann der Kolben warm wird und sich leicht oval zieht.

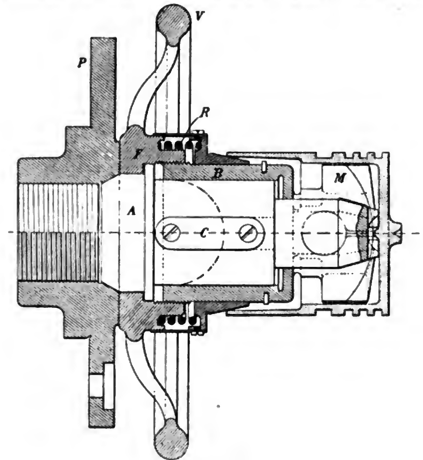
Bei der Bearbeitung von außen wird der Kolben auf einen Dorn gesteckt und genau auf Maß gedreht, ebenso dreht man die Fläche resp. den Boden über, wobei man wieder den Mittelpunkt der Putzen als Ausgangspunkt nimmt, damit die Böden sämtlicher Kolben gleich stark werden.

In jeder Motorenfabrik sollte eine genaue Rundschleifmaschine vorhanden sein. Ist eine solche nicht vorhanden, dann dreht man den Kolben äußerst sauber, 1/10 mm dünner als wie die Zylinderbohrung ist und schleift ihn mit Schmirgelleinen glatt, ohne die Kanten anzugreifen. Erst nachdem dies geschehen, werden die Ringnuten nach einer Lehre eingestochen, worauf man das Ringstück freidreht, wo sich später der Kolbenbolzen befindet.

Das Loch für den Kolbenbolzen wird auf dem Winkel auf der Drehbank gebohrt und ausgedreht und mittelst einer zylindrischen Reibahle kalibriert.

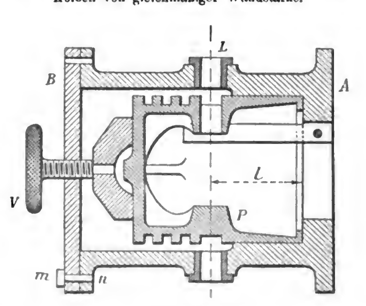
Manche Konstrukteure machen die Kolbenbolzen in ihren Lagern in den Putzen konisch, doch kommt man davon heute immer mehr ab, weil es eine unnötige Arbeit macht.

Vorrichtungen für die Massenfabrikation von Kolben.



Figur 258.

Spannfutter zum Abdrehen der Kolben. Der Kolben wird innen nicht bearbeitet und durch die Klemmbacken M innen laufend eingespannt. Ein federnder konischer Ring, der durch eine Feder R vorgedrückt wird, richtet dabei den unteren Kolbenrand gerade. Gegen den Kolbenboden kommt die Reitstockspitze. Diese Methode liefert Kolben von gleichmäßiger Wandstärke.



Figur 259.

Bohrlehre, sogenannter Kasten zum Bohren der Bolzenlöcher. Der Kasten A muß genau parallel stehende Seiten haben und die glasharten Buchsen L innen sich genau gegenüber stehen. Das Ausrichten geschieht durch den Anschlag, der sich gegen die Putzen legt, damit das Loch in die Mitte kommt.

Bevor man die Reibahle durch die Bohrung führt, setzt man einen kurzen Stangenfräser ein und fräst die Stirnflächen der Putzen ab, bis dieselben das genaue Maß besitzen.

Die Befestigung des Bolzens geschieht am einfachsten durch eine Schraube, welche durch den einen Putzen gezogen wird und deren durchbohrter Kopf durch einen Splint am Losdrehen gesichert ist.

In solchen Fabriken, wo eine Rundschleifmaschine vorhanden ist, kommen die Kolben, nachdem sie vollständig bearbeitet sind, auf diese und werden hier auf das richtige Maß, ca. 1/10 mm dünner als wie die Zylinderbohrung geschliffen, für dieses Schleifen genügt eine Differenz von 1/10 mm vollkommen, sodaß die Kolben in diesem Falle denselben Durchmesser als wie die Zylinderbohrung besitzen müssen, ehe sie auf die Schleifmaschine kommen.

Kolbendurchmesser und Kolbenfläche.

Kolbendurchmesser mm	Kolbenfläche qcm
45	15,9
50	19,6
55	23,75
60	28,27
65	33,18
70	38,48
75	44,18
80	50,26
85	56,75
90	63,6
95	70,88
100	78,54
105	86,59
110	95
115	103,87
120	113
125	122,7
130	132,7
135	143,14
140	153,9
145	165
150	176,7

Kolbendurchmesser mm	Kolbenfläche qm
155	188,7
160	201
165	213,8
170	227
175	240,5
180	254,47

Anm.: Kolbendurchmesser gleich Zylinderbohrung — 0,0018 Bohrung.

Kolbenringe.

Man hat im Laufe der Zeit verschiedene Versuche gemacht, die Kolbenringe aus Bronze und aus Stahl herzustellen. Es hat sich aber gezeigt, daß Kolbenringe aus Bronze sehr leicht trocken laufen und sich stark abnutzen, während Stahlkolbenringe nicht elastisch genug sind und eine zu hohe Spannung besitzen, wodurch die Zylinder stark angegriffen werden.

Das Material für die Kolbenringe ist dünnwandiger Grauguß bester Qualität, wie er für Zylinder und Kolben geliefert wird. Das Ausgangsprodukt ist ein Rohr von ca. 2 mal Durchmesser Länge und 10 mm Wandstärke. An diesem Rohr befindet sich ein verlorener Kopf, in Gestalt einer quadratischen Platte von ca. 15 bis 30 mm Stärke. Die Bearbeitung erfolgt in nachstehender Reihenfolge.

Zuerst wird das Rohr eingespannt und die quadratische Fußplatte wird an der Stirnfläche laufend gedreht. Alsdann dreht man das Stück um und setzt es mit der Platte gegen die Planscheibe, in welcher Lage es durch die Klammern fixiert wird.

Es gibt nun zwei verschiedene Methoden, um gute Kolbenringe herzustellen. Die einfachste ist die, den Ring in drei Touren mit einmaliger Umspannung des Gußkörpers fertig zu stellen.

Nachdem das Rohr vorne gerade gestochen ist, wird dasselbe außen sauber übergedreht, bis auf einen Durchmesser von Zylinderdurchmesser plus 2 mm.

Bei Kolben über 120 mm Durchmesser läßt man oft die Ringe 2,5 bis 3 mm größer als die Zylinderbohrung.

Das auf Maß gedrehte Rohr wird dann sauber geschliffen und 0,5 mm exzentrisch gegen die Planscheibe gespannt, damit der Ring an der stärksten Stelle 1 mm stärker ist, als an der dünnsten, wodurch eine bessere Spannung erzielt wird.

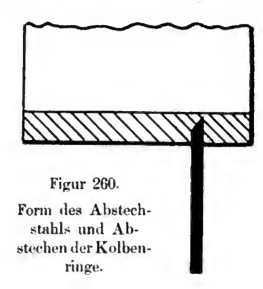
Hierauf wird das Rohr vorsichtig innen ausgedreht, bis das Maß vorhanden ist, worauf die Ringe einzeln gleich auf richtige Breite abgestochen werden.

Abmessungen der Ringe siehe Tabelle.

Das Abstechen geschieht am besten mittelst eines Stechstahles nach beigedruckter Abbildung, Figur 260, damit die Ringe ohne Grad abfallen.

Bevor die Ringe geschlitzt werden, werden sie auf der Ringschleifmaschine oder, wo eine solche nicht vorhanden ist, durch Schleifen und Tuschieren kalibriert, damit sie sich leicht in den Nuten drehen, ohne dabei zu wackeln, sie sollen sich nur leicht schieben lassen.

Das Schlitzen der Ringe durch die schwächste Stelle geschieht meistens auf der Fräsmaschine, wobei der Schlitz einen Winkel von 30° zur Ringkante bildet.



Figur 260.
Form des Abstechstahls und Abstechen der Kolbenringe.

Es empfiehlt sich, mit einer feinen Halbrundfeile die inneren scharfen Kanten des Ringes vorher etwas zu brechen.

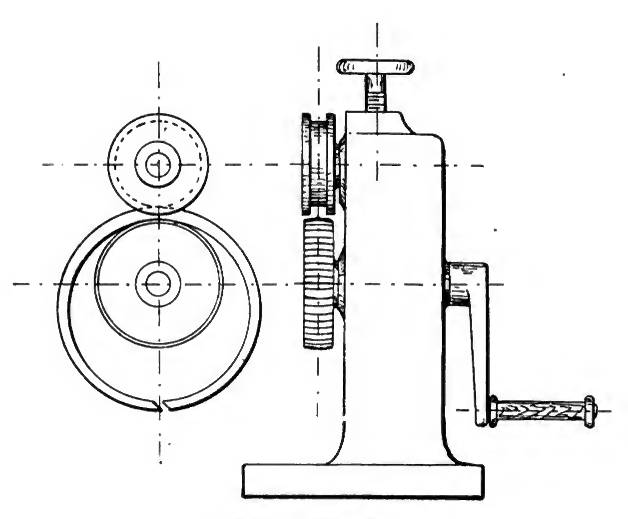
Bei Automobilmotoren werden die Ringe meistens nicht verstiftet, sodaß sie sich frei drehen können. Das Einsetzen von Stiften bringt Übelstände mit sich, die sich namentlich bei der Reinigung des Motors durch Laien bemerkbar machen.

Neuerdings wendet man aber auch bei besseren Motoren Stifte an, um den Kolben dichter abschließend zu machen, weil sich die Ringe einlaufen und wenn sie sich drehen können, niemals ganz dicht abschließen würden, falls Gußspannungen im Zylinder auftreten.

Zum Überstreifen der Ringe bediene man sich einiger schmaler Blechstreifen, die man zwischen Kolben und Ring steckt, ebenso beim Abziehen derselben.

Das Schlitzen erfolgt durch einen kalibrierten Fräser und findet man die erforderliche Schlitzweite ebenfalls in der Tabelle verzeichnet.

So hergestellte Ringe eignen sich sehr gut für kleinere Motoren bis zu etwa 75 mm Kolbendurchmesser. Größere sowie exaktere Ringe erhält man, wenn man das Rohr außen abdreht und dann innen auf das in der Tabelle angegebene Innenmaß ausdreht. Hierauf werden die Ringe wie vorher beschrieben, abgestochen und kommen dann auf die Ringwalze, die schematisch in der Figur 261 dargestellt ist.



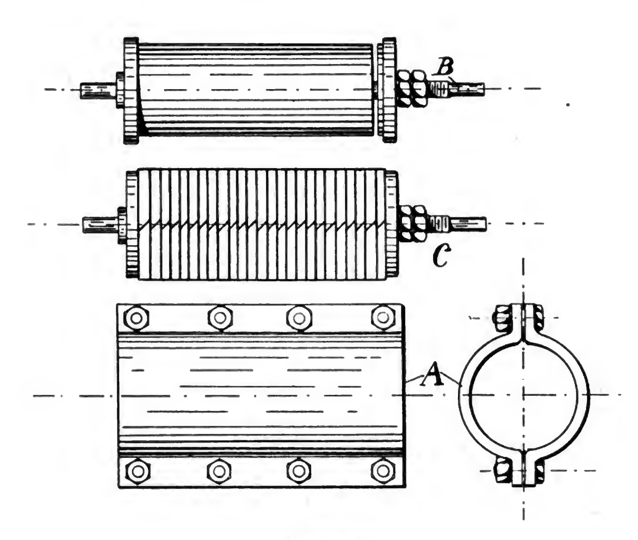
Figur 261. Ringwalze.
Um den Ring besser kenntlich zu machen, ist derselbe geschlitzt gezeichnet.

Eine solche Ringwalze besteht aus einer ausgedrehten Rolle, deren Aussparung etwas breiter ist, als die Ringbreite und einer gezähnten Rolle, die sich der ausgesparten gegenüber befindet. Die ausgesparte Rolle läuft frei auf einem festen Zapfen, während die gezahnte Rolle durch eine Schraubenspindel oder durch Federdruck der ausgesparten genähert werden kann.

Die Einrichtung der Maschine ist ähnlich wie die der bekannten Sicken-Maschine, wie sie bei der Blechbearbeitung benutzt wird. Der Ring wird, wie in der Figur 261 dargestellt, zwischen beide Rollen ge-

bracht und die scharfgezahnte Rolle hat den Zweck, das Gußeisen des Ringes innen zu strecken, damit der Ring eine bessere Spannung erhält.

Der Antrieb der Maschine erfolgt von Hand und zwar soll der Ring nur einmal durch die Maschine laufen. Der nötige Andruck wird gewöhnlich durch eine kräftige Druckscheibe erzeugt. Derselbe muß so stark sein, daß der Ring auf seiner Innenfläche deutliche Spuren der



Figur 262.
Vorrichtungen zum Abdrehen der Kolbenringe.

gezahnten Rolle aufweist. Die näheren Details der Maschine sind aus der Zeichnung ersichtlich, die Zahnleitung soll ca. 5 mm betragen.

Nachdem die Ringe die Walze verlassen haben, werden sie auf ihr Breitenmaß geschliffen und aufgeschnitten. Schlitzweite siehe Tabelle. Die Ringe werden dann zusammengedrückt und auf den Zylinderdurchmesser gedreht und geschliffen. Da man bei dieser Fabrikation von Kolbenringen mit Vorrichtungen arbeiten muß, so ist es erforderlich, daß die Ringe im ungeschlitzten Zustande einen Durchmesser besitzen, der die spätere Benutzung der Vorrichtung gestattet.

Diese Vorrichtung besteht aus einem Zylinder, in den die Ringe einzeln gedrückt werden und zwar müssen ihre Schlitze alsdann vollständig geschlossen sein.

Der Zylinder besteht sehr oft aus einem Stück, es erscheint aber ratsamer, denselben zu teilen und beide Hälften durch Schrauben fest zu verbinden. Der Zylinder muß so lang sein, daß er 10 bis 20 Ringe aufnehmen kann. Nachdem alle Ringe in den Zylinder gebracht sind, wird der Drehdorn, dessen Durchmesser etwas kleiner ist, als der innere Ringdurchmesser, eingesetzt. Dieser Drehdorn besitzt an seinem unteren Ende ein kräftiges Gewinde, sowie einen Ansatz für einen Flansch. Mit Hilfe der Mutter wird darauf der Flansch gegen den letzten Ring gedrückt, sodaß sämtliche Ringe fest auf dem Drehdorn sitzen. Alsdann wird der Dorn mit den Ringen unter der Presse aus dem Zylinder gedrückt. Ist der Zylinder geteilt, dann lockert man vorher die Schraube etwas, wodurch sich das Ganze leichter auseinandernehmen läßt. Die beigedruckte Zeichnung erläutert diese Vorrichtung und zwar ist A der Zylinder, B der Dorn und C der Dorn mit den Ringen. Damit die Ringe gleich exzentrisch werden, ist der Dorn entsprechend exzentrisch gedreht. Zu beachten ist noch dabei, daß die Schlitze aller Ringe in einer Linie liegen und daß sie sich an der Stelle befinden, wo der Ring nachher am dünnsten wird.

Eine Marke, die der Dorn besitzt, kennzeichnet die Richtung, in welcher sich die Schlitze befinden müssen.

Der Dorn kommt dann auf die Drehbank, woselbst vorsichtig mit einem feinen Span sämtliche Ringe sauber abgedreht werden, bis der Durchmesser etwa 1/10 bis 2/10 mm stärker ist, als der Zylinderdurchmesser. Hierauf kommt der Dorn auf die Rundschleifmaschine, woselbst die Ringe genau auf den Zylinderdurchmesser geschliffen werden. Nimmt man die Ringe von dem Dorn ab, dann wird man finden, daß dieselben bedeutend elastischer sind, als die nach der ersten Methode hergestellten.

Die Praxis hat ergeben, daß einfach schräg geschnittene Ringe sich am besten für Explosionsmotoren eignen und es liegt daher keine Veranlassung vor, überlappte Ringe zu verwenden.

Die Ringe dürfen unter keinen Umständen mit Schmirgel in den Zylinder geschliffen werden, wie es vielfach geschieht.

Dimensionen der Kolbenringe.

Kolbendurchm. mm	Ringdurchm. mm	Ringdurchm. mm	Stärke mm	Exzentrisch mm	Breite mm	Schlitzweite mm
45	46,5 auß.	42,5 inn.	1,5 : 2,5	0,5	4	4.725
50	51,5 „	47,5 „	1,5 : 2,5	0,5	4	4,725
55	56,5 „	52,5 „	1,5 : 2,5	0,5	4	4.725
60	61,5 „	57,5 „	1,5 : 2,5	0,5	4	4.73
65	67 „	62 „	2 : 3	0,5	5	6,4
70	72 „	67 „	2 : 3	0,5	5	6,4
75	77 „	71 „	2,5 : 3,5	0,5	5	6.5
80	82 „	76 „	2,5 : 3,5	0,5	6	6,5
85	87 „	81 „	2,5 : 3,5	0,5	6	6.6
90	92 „	85 „	3 : 4	0,5	6	6.6
95	97 „	90 „	3 : 4	0.5	6	6,6
100	102,5 „	95,5 „	3 : 4	0,5	6	8
105	107,5 „	99,5 „	3,5 : 4,5	0,5	6	8,1
110	112,5 „	104,5 „	3,5 : 4,5	0,5	6	8,1
115	117,5 „	109,5 „	3,5 : 4,5	0,5	7	8,2
120	122,5 „	114,5 „	3,5 : 4,5	0.5	7	8,2
125	127,5 „	119,5 „	3,5 : 4,5	0,5	7	8,25
130	132,5 „	124,5 „	3,5 : 4,5	0,5	7	8,25
135	137,5 „	129.5 „	3,5 : 4,5	0,5	7	8,25
140	142,5 „	134 5 „	3,5 : 4,5	0,5	8	8.3
145	147,5 „	139,5 „	3,5 : 4,5	0.5	8	8,4
150	152,5 „	144,5 „	3.5 : 4,2	0,5	8	8.4
155	158 „	149 „	4 : 5	0,5	8	9,7
160	163 „	154 „	4 : 5	0,5	8	9.7
165	168 „	158 „	4,5 : 5,5	0.5	10	9.8
170	174 „	163 „	5 : 6	0,5	10	12,8
175	179 „	168 „	5 : 6	0,5	10	13
180	184 „	173 „	5 : 6	0,5	10	13

Die Bearbeitung der Pleuelstangen.

Wenn man die aus den Gesenkschmieden kommenden Pleuelstangen kontrolliert, so wird man sehr oft große Gewichtsunterschiede bemerken, und man findet, daß meistens die Stege bedeutend stärker sind, wie es erwünscht ist. Es ist leider nicht möglich, die Pleuelstangen so dünn ausgeschlagen zu erhalten, wie man sie haben möchte und man ist daher sehr oft gezwungen, wenn man einen Motor von großer Leistungsfähigkeit erhalten will, die Pleuelstangen nachzufräsen. Auch ist dieses in der Regel erforderlich, wenn die Pleuelstangen für mehrzylindrige Motoren benutzt werden sollen, weil man dann darauf sehen muß, daß alle Gewichte der hin und her gehenden Massen gleich sind.

Man hat früher sehr oft die Pleuelstangen kleiner Motoren im Einsatz gehärtet. Besondere Vorteile erreicht man dadurch nicht.

Erweist sich das Nachfräsen der Pleuelstangen als notwendig, dann soll man dieses zuerst vornehmen. Alsdann soll man die Paßflächen des Kopfes bearbeiten, den Kopf zusammenschrauben und die Bohrungen bearbeiten. Meistens wird zuerst der Kopf auf Maß gedreht, darauf wird der Kopf auf einen auf der Planscheibe der Drehbank befestigten, genau passenden Bolzen gespannt, worauf man das Auge, welches die Buchse für den Kolbenbolzen aufnehmen soll, bearbeitet. Es empfiehlt sich für diese Bearbeitung eine Vorrichtung anzufertigen, die aus einem Gußstück besteht, welches in der Nähe des zu bearbeitenden Auges zwei Spannschrauben trägt, zwischen welche das Ende der Pleuelstange festgeklemmt werden kann. Auch ist für eine sichere Unterlage zu sorgen, wenn das Auge ausgebohrt wird, damit das Stück nicht durchfedert, wodurch es vorkommen kann, daß die beiden Bohrungen der Pleuelstange nicht parallel zu einander laufen.

Die Fabrikation der Kurbelwellen.

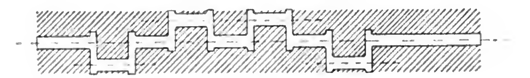
Das Material, aus dem die meisten Kurbelwellen bestehen, ist Chrom-Nickelstahl. Dieser Stahl ist sehr zähe und besitzt eine Festigkeit von ca. 100 kg pro qmm. Er wird hauptsächlich da verwendet, wo es sich um Motoren mit hoher Tourenzahl handelt, doch genügt, wie wir in der Abhandlung über die Berechnung der Kurbelwellen nachgewiesen haben, in den meisten Fällen ein mindergutes Material und zwar der sogenannte Maschinenstahl mit einer Festigkeit von 52 bis 60 kg bei 12 bis 20 % Dehnung, weil man, um nicht zu hohe Lagerdrücke zu erhalten, sowieso gezwungen ist, die Kurbelwelle recht stark zu machen.

Viele Kurbelwellenbrüche, die in der letzten Zeit, namentlich an französischen Motoren vorgekommen sind, haben gezeigt, daß es nicht ratsam ist, die Kurbelwelle zu härten und durch große Bohrungen, die, um ein geringes Gewicht der Welle zu erhalten, mitunter halb so groß sind, als der Durchmesser der Welle, zu versehen.

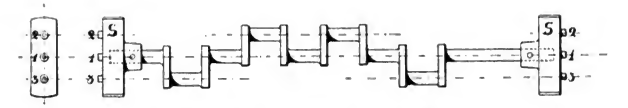
Sorgt man für nicht zu hohe Flächendrücke und für eine ausreichende Schmierung und gießt man ferner die Lagerbuchsen mit Weißmetall aus, dann kommt man vollständig mit einem geringen Stahl aus, wodurch sich die Herstellungskosten ganz bedeutend verringern. Es ist ja leicht, die Beanspruchung der Kurbelwelle zu berechnen und man erkennt sofort, wenn man eine Bruchfestigkeit von 100 kg den Rechnungen zu Grunde legt, daß die Welle nur sehr dünn zu sein braucht. Es ist auch nicht immer gesagt, daß das beste Material sich in der Praxis am besten bewährt, denn es ist z. B. ein großer Unterschied, ob eine gehärtete Welle in einer Weißmetallfütterung oder in einer Bronzebuchse läuft und man wird immer die Wahrnehmung machen, daß für eine gehärtete Welle nur eine harte Buchse geeignet ist und umgekehrt. Tatsache ist, daß ausgegossene Lagerbuchsen viel leichter auslaufen, wenn in ihnen gehärtete Wellen laufen, als wenn sie mit ungehärteten arbeiten. Es ist bis heute noch nicht genügend aufgeklärt worden, wodurch dieses eigenartige Verhältnis entsteht.

Da Stahl durch Schmieden nicht besser wird, so ist das Ausgangsprodukt, aus dem die Kurbelwellen hergestellt werden, in der Regel ein Stück Flachstahl, aus welchem man die Kurbelwelle herausbohrt. Fig. 263 So braucht man z. B., um eine viermal gekröpfte Welle von 1 m Länge, 40 mm Wellenstärke, 65 mm Kröpfung und 60 mm Breite der

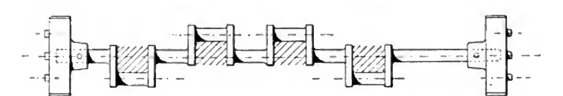
Kurbelarme herzustellen, ein Stück Stahl von 1 m Länge, 180 mm Breite und 63 mm Stärke, in einem Gewicht von ca. 89 kg. Dieses Stahlstück wird erst auf die richtige Stärke von 60 mm gehobelt, worauf die Umrisse der Welle angezeichnet werden. Alsdann werden die Körnpunkte geschlagen, und das überflüssige Metall soweit wie möglich durch Hobeln und Bohren entfernt. Um etwaige Spannungen im Metall zu beseitigen, wird das Stück sorgfältig geglüht und kommt, wenn es langsam erkaltet ist, auf die Drehbank. Hierauf werden zuerst die beiden Enden der Welle ca. 60 mm lang auf Maß gedreht. Auf diese Enden kommen dann zwei mit je drei gehärteten Stahlbuchsen ver-



Figur 263. Stahlstück mit eingezeichneter Kurbelwelle.



Figur 264. Kurbelwelle in Traversen.

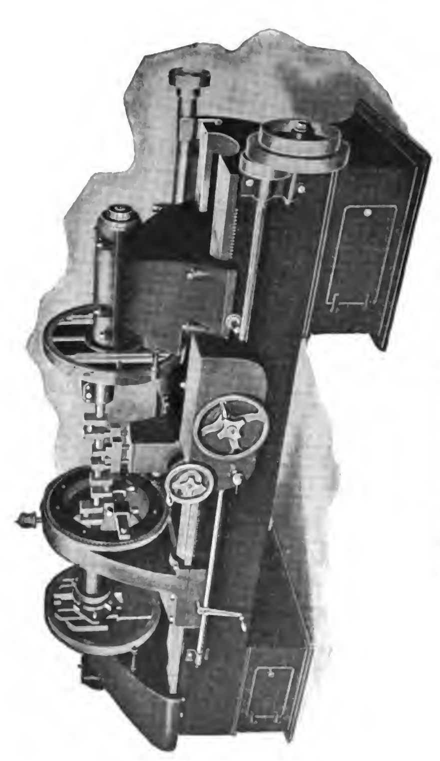


Figur 265. Kurbelwelle mit ausgegossenen Kröpfungen.

sehene Stahlstück SS, Figur 264, die genau in der Ebene der einzelnen Kurbeln liegen. Die Buchsen 1, 2, 3 dienen zur Aufnahme der Körnerspitzen der Drehbank.

Zuerst wird die Welle vorgeschrubbt, sodaß sie ca. $1^1/_2$ mm stärker ist als sie sein soll. Dann dreht man die Kurbeln an ihren Flächen und die Kurbelzapfen sauber auf Maß, wobei man das mittlere Wellenlager in die Lünette legt.

Zur weiteren Verarbeitung legt man die Welle flach auf eine gerade Unterlage, setzt in die Kröpfungen und zwar genau in die verlängert gedachte Wellenmitte abgepaßte Mutterschrauben oder Paßstücke und gießt dann die Kröpfungen mit Gips aus, Figur 265. Man dreht sehr oft die Welle fertig, ohne sie auszugießen, doch erhält man



Figur 266. Tindel-Albrecht, Kurbelwellen-Drehbank.

ein genaueres Arbeitsstück, wenn man die kleine Mehrarbeit des Ausgießens aufwendet. Die Welle wird dann fix und fertig gedreht und erhält ihren letzten Schliff auf der Egalisierbank, wo sie zwischen toten Spitzen läuft.

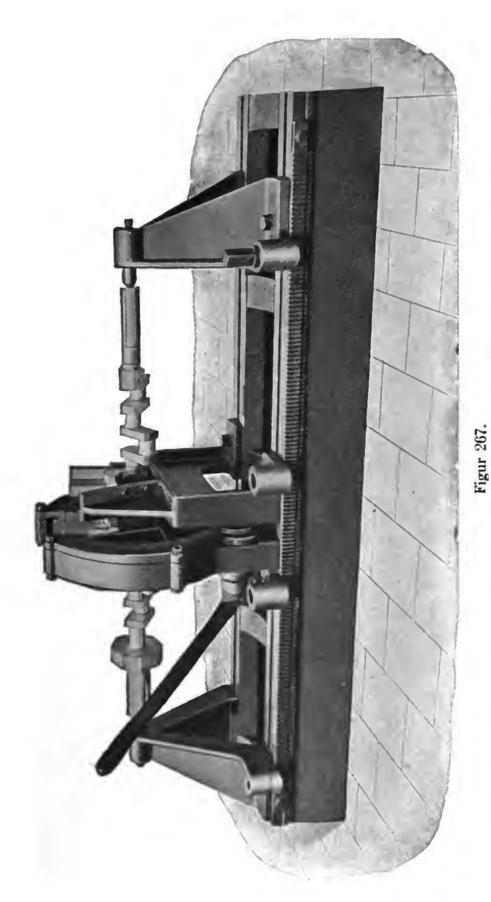
Bei der Bearbeitung kommt es sehr oft vor, daß die Welle an einzelnen Stellen warm wird, wodurch sie sich verzieht und wenn man eine genau laufende Welle erhalten will, dann muß man die Schmirgelscheibe anwenden und die Welle auf der Schleifmaschine fertigstellen.

Eine andere Art der Fabrikation ist die mit Spezial-Kurbelwellenmaschinen nach dem System Tindel-Albrecht. Diese Maschinen werden von der A.-G. de Fries & Co. in Düsseldorf geliefert. Figur 266.

Um Material zu sparen, werden die einzelnen Kurbeln erst nach der Bearbeitung der Wellen gegeneinander verdreht, sodaß bei der roh ausgestoßenen Kurbelwelle sämtliche Kurbeln auf einer Seite liegen. Die Welle wird auf der gewöhnlichen Drehbank oder auf der Tindel-Albrecht-Kurbelwellen-Drehbank vorgeschrubbt, derart, daß für das Fertigdrehen noch eine Zugabe von 3 bis 4 mm vorhanden ist. Die Kurbelwelle wird dann warm gemacht und kommt auf eine Maschine, die in der Figur 267 abgebildet ist, auf der die einzelnen Kurbeln gegeneinander verdreht werden. In dieser Maschine befinden sich die Kurbelwellen zwischen zwei Spitzen und während zwei feste Backen rechts den einen Kurbelarm halten, packen die anderen beiden, die rotieren können, das nächste Paar Kurbelarme, worauf man mit einem Handhebel die rotierenden Backen dreht, wodurch die dazwischen liegenden Kurbeln zu den festen in die gewünschte Winkelstellung gebracht werden.

Das Verdrehen der einzelnen Kurbeln soll vorteilhaft in der Drehrichtung geschehen, mit der nachher der Motor läuft. Die Welle wird darauf wieder gerichtet und geglüht und kommt dann zur endgültigen Fertigstellung auf die eigentliche Tindel-Albrecht-Kurbelwellen-Drehbank. Das Prinzip der Maschine ist, die Drehstücke möglichst dort anzutreiben, wo sie bearbeitet werden. Zu diesem Zweck werden sowohl die beiden Enden der Welle, als auch die zu bearbeitenden Kurbeln angetrieben. Der Antrieb erfolgt aber vornehmlich dort, wo die Welle bearbeitet wird, wobei gleichzeitig die Abstützung der Kurbel erfolgt, weil die Mitnehmerbacken des rotierenden Spannkopfes diesen Druck aufnehmen. Diese Spezialmaschine kommt fast überall dort zur Anwendung, wo es sich um die Massenfabrikation handelt.

Eine andere Maschine für die Kurbelwellen-Fabrikation ist die von Emil Capitaine in Frankfurt a. M., bei der die Kurbelwelle feststeht, während der Drehstahl rotiert. Die Fabrikation der gekröpften Kurbelwellen ist in vielen Fällen Spezialfabrikation geworden; neuerdings werden dieselben auch in Deutschland im Gesenk geschmiedet und sind in allen gewünschten Dimensionen sehr oft direkt vom Werk zu beziehen.

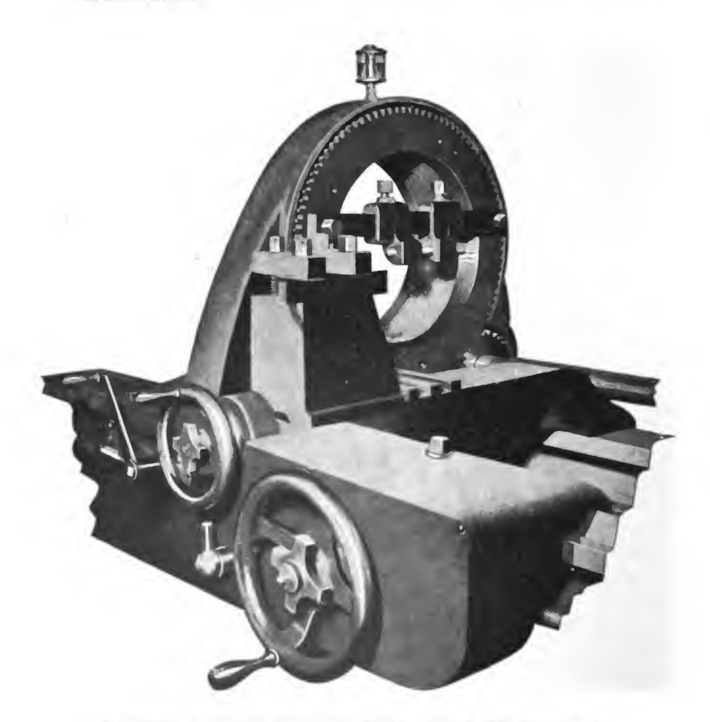


Figur 267.

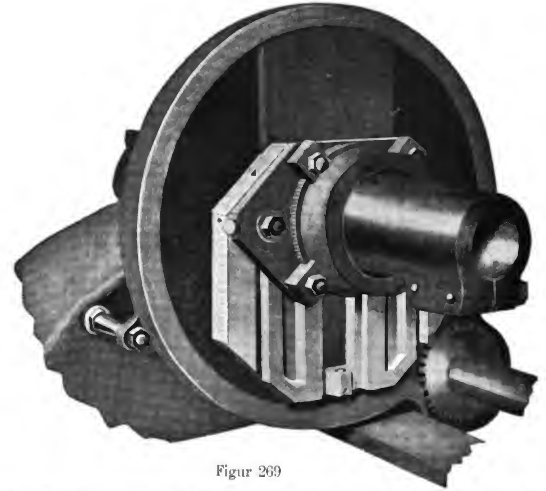
Die einzelnen Kurbeln einer 6mal gekröpften Kurbelwelle werden gegen einander verdreht.

Billiger in der Fabrikation werden die zusammengesetzten Kurbelwellen, die man auch für die mehrzylindrigen Motoren neuerdings vielfach mit Vorliebe verwendet, weil ihre Einzelteile in der Massenfabrikation hergestellt werden können und weil man die Lagerstellen mit einer glasharten Oberfläche versehen kann, was besonders für schnelllaufende Motoren von Wichtigkeit ist.

Es ist selbstverständlich, daß bei dieser Fabrikation die Arbeit nach Lehren und Kalibern im weitesten Maße zur Anwendung kommt und daß verschiedene Vorrichtungen dazu gehören, um ein akkurates Fabrikat zu erhalten.



Figur 268. Ansicht der rotierenden Backen, die den Kurbelarm packen, dessen Kurbelzapfen gedreht wird.



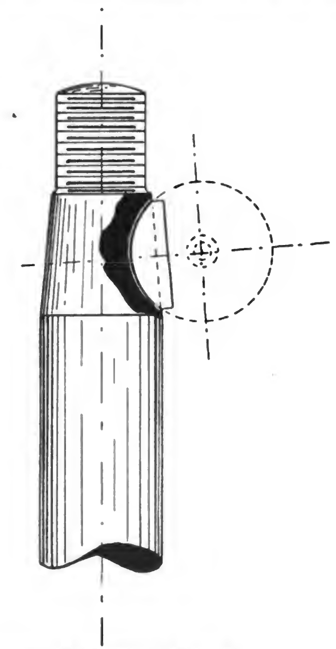
Figur 269
Aufspannvorrichtung mit Mitnehmer-Klemmbüchse, sowie Gradeinteilung für Hubeinstellung und Winkelverstellung der Kurbelarme.

Am meisten findet man die zusammengesetzten Kurbelwellen bei den kleinen einzylindrigen Fahrradmotoren angewandt und es soll zunächst beschrieben werden, wie man am besten eine derartige Kurbelwelle mit Schwungscheiben fabriziert. Die Zapfen werden aus gutem Werkzeugstahl gedreht und zwar empfiehlt es sich, bevor man die Fabrikation im großen Maße vornimmt, erst verschiedene Proben zu machen, damit man einen Stahl verwendet, der eine genügende Härte annimmt, ohne sich beim Härten zu verziehen oder Risse zu bekommen.

Die einzelnen Zapfen werden von der Stange geschnitten und sorgfältig geglüht. Auf der Drehbank werden die Stücke sauber gedreht und zwar verjüngt sich der Konus auf je 10 mm Länge um 2 mm, wenn die Stärke der Scheibe bezw. der Nabe nicht mehr wie 25 mm beträgt. Bei stärkeren Scheiben wendet man, um ein nicht zu schwaches Gewinde zu erhalten, einen Konus mit weniger Steigung an. Macht man aber den Konus zu schlank, dann kann man unter Umständen den Konus tiefer in das Gußeisen ziehen, als es erwünscht ist, um die gehörige feste Verbindung zwischen Konus und Scheibe zu erhalten. Es empfiehlt sich, die Konen mit Nut und Feder einzuziehen.

Während das Gewinde gleich passend gedreht wird, läßt man die Konen etwas stärker, weil sich unter Umständen das Stück beim Härten noch etwas verzieht, um genügend Material für das Nacharbeiten zur Verfügung zu haben.

Bevor die Achsen gehärtet werden, werden auf die Konen konisch ausgebohrte Ringe aus Schmiedeeisen geschlagen, welche die Länge der



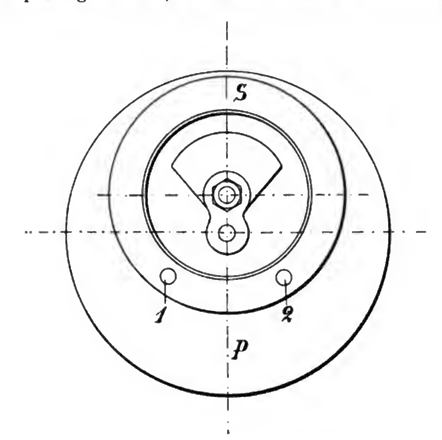
Figur 270. Das Fräsen der Keilnute.

Konen und ungefähr den doppelten Durchmesser derselben besitzen. Die so vorgerichteten Stücke werden dann im Muffelofen oder im Härteofen erhitzt und im Wasser gehärtet. Hierbei ist wie bei allen Härtungen darauf zu achten, daß das Stück genau senkrecht in das Wasser getaucht wird, weil jede Bewegung, die man in seitlicher Richtung macht, wenn das glühende Stück sich im Wasser befindet, ein Verziehen herbeiführt.

Es empfiehlt sich, die Stücke, bevor sie in den Härteofen kommen, längere Zeit auf den Ofen zu legen, damit sie langsam durchwärmen. Dasselbe gilt natürlich auch von allen anderen zu härtenden Stahlteilen.

Nach dem Härten werden die Achsen gelb bis braun angelassen und kommen dann auf die Drehbank, wo die Konen genau laufend auf das richtige Maß übergedreht werden. Soll die Befestigung der Achsen und Konen mit Federn und Nuten geschehen, dann fräst man mit einem Kreisfräser, der eine Breite von 3 bis 4 mm besitzt, einen Schlitz in den Konus, siehe Figur 270.

Die Achsen kommen jetzt auf die Rundschleifmaschine und werden zwischen Spitzen geschliffen, wobei man reichlich Kühlwasser anwendet,



Figur 271. Drehen der Schwungscheiben.

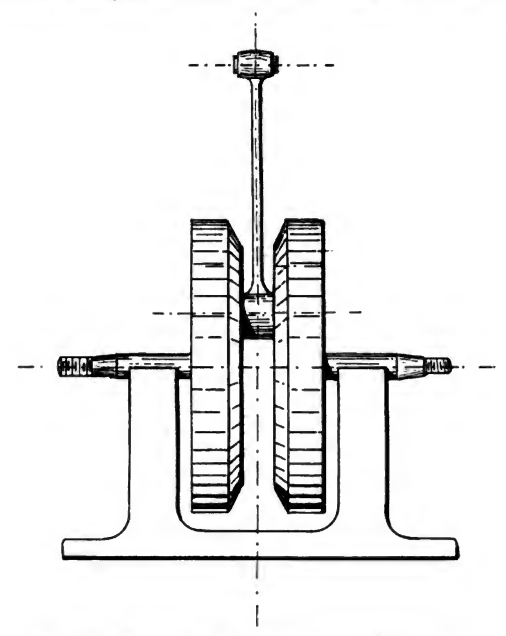
um ein Erhitzen des Stückes, wodurch es sich wieder verziehen kann, zu verhindern.

Für die Abmessungen der Achsen gelten dieselben Regeln, wie für die aus einem Stück bestehenden Kurbelwellen.

Damit die zusammengesetzte Kurbelwelle gut läuft, ist es erforderlich, daß auch die Schwungscheiben oder die Kurbelscheiben mit größter Sauberkeit und Genauigkeit gearbeitet werden und zwar dreht man zuerst die Fläche des Schwungrades über, welche nach innen, also dem Kurbelzapfen zugekehrt ist. Hierauf wird das Mittelloch konisch ausgebohrt und mit der Reibahle kalibriert, worauf man den äußeren Rand des Schwungrades auf Maß dreht, die Scheibe umkehrt

und die andere Seite überdreht. Um zu verhüten, daß zu viel Öl durch die Schwungscheiben in den Zylinder geschleudert wird, werden die inneren Kanten der Scheiben abgeschrägt. Siehe Figur 215 und 272.

Bei der ferneren Bearbeitung kommt es darauf an, daß das konische Loch, in welches der Kurbelzapfen gesteckt wird, wieder genau parallel mit dem Kurbelzapfen zu stehen kommt und daß alle Löcher in den



Figur 272. Montierbock für zusammengesetzte Kurbelwellen.

Scheiben die gleiche Stellung besitzen. Um dieses zu erreichen, bohrt man gewöhnlich oberhalb des Kurbelzapfens zwei etwa 20 mm weite Löcher durch den Kranz des Schwungrades, wobei man eine Bohrlehre benutzt, damit die Abstände alle gleich werden.

Um das konische Loch für den Kurbelzapfen auszubohren, bringt man das Schwungrad S auf die Planscheibe P, Figur 271. Die Scheibe muß natürlich genau laufen, weil die geringste Ungenauigkeit eine unbrauchbare Welle gibt.

Auf der Planscheibe befindet sich ein kurzer konischer Bolzen im Kurbelkreis, auf dem man das Mittelloch des Schwungrades steckt, während zwei ebensolche Bolzen, 1 und 2, mit den Löchern, die vorher durch das Schwungrad gebohrt wurden, korrespondieren. Damit wird die Scheibe genau fixiert und wenn man dann das Loch für den Kurbelzapfen genau bohrt und aufreibt, werden die Zapfen rechtwinklig zueinander stehen. In derselben Weise verfährt man, wenn man zusammengesetzte Kurbelwellen für mehrzylindrige Motoren fabriziert.

Einige Schwierigkeiten bietet noch das Zusammensetzen der Kurbelwellen. Hierzu sei bemerkt, daß man bei zusammengesetzten Kurbelwellen einzylindriger Motoren in der Regel nur den Zapfen mit Konus, Nut und Feder befestigt, von welchem die Kraft des Motors abgenommen werden soll, während man die anderen Zapfen durch den Konus festzieht.

Um die Kurbelwelle leichter zusammensetzen zu können, braucht man eine Vorrichtung, die aus einem Bock besteht, der zwei Lagerstellen besitzt, die genau den Zapfendimensionen entsprechen.

Zuerst befestigt man den mit der Feder versehenen Zapfen, wobei es sich empfiehlt, die Scheibe auf etwa 70° anzuwärmen, hierauf setzt man sofort den Kurbelzapfen in dieselbe Scheibe, zieht die Muttern gehörig an und sichert dieselben meistens durch geeignet ausgeschnittene Blechscheiben, siehe Figur 159 Seite 147.

In der entgegengesetzten Scheibe befestigt man den Mittelzapfen, deren Mutter man ebenfalls sichert, streift darauf das Kurbellager der Pleuelstange über den Kurbelzapfen und setzt beide Schwungradhälften leicht zusammen. Nun legt man das Schwungrad in den Bock, Fig. 272, und verschiebt mit der Hand solange die beiden Scheiben mit einander, bis das Ganze läuft, worauf man vorsichtig die feste Mutter anzieht und auch diese gehörig sichert.

Sind alle Maßnahmen mit der nötigen Sorgfalt getroffen, dann erhält man eine Kurbelwelle, die derjenigen aus einem Stück mindestens ebenbürtig ist.

Es gibt bereits eine große Anzahl von erstklassigen Motoren, die seit Jahren im Betrieb sind, von denen die wenigsten Fachleute wissen, daß sie zusammengesetzte Kurbelwellen besitzen, darunter befinden sich auch erste französische Marken.

Die Fabrikation der Steuernocken.

Die für die Steuerung der Ventile notwendigen Nocken unterliegen einer sehr hohen Beanspruchung, weshalb sie mit größter Sorgfalt hergestellt werden müssen. Während man früher die Nocken möglichst groß im Durchmesser machte, ist man heute fast allgemein dazu übergegangen, die Nocken so klein wie möglich zu halten. Man muß dabei berücksichtigen, daß die Ventilfedern einen beträchtlichen Druck ausüben, der beim Öffnen des Auspuffventiles noch durch den anfangs auf seiner Oberfläche lastenden Gasdruck vermehrt wird. Je größer daher der Durchmesser der Nocken ist, desto länger wird der Hebelarm, mit welchem der Druck zu überwinden ist. Eine Folge davon ist, daß sich große Nocken schneller abnutzen als kleine und daß die Steuerräder von Motoren mit großen Nocken sehr oft nach kurzer Betriebsdauer toten Gang aufweisen. Die Zahnräder kämmen ruckweise und verursachen neben dem unvermeidlichen Geräusch eine bedeutende Verminderung der Kraftleistung, weil bei abgenutzten Zahnrädern die Ventile alle zu spät öffnen und schließen.

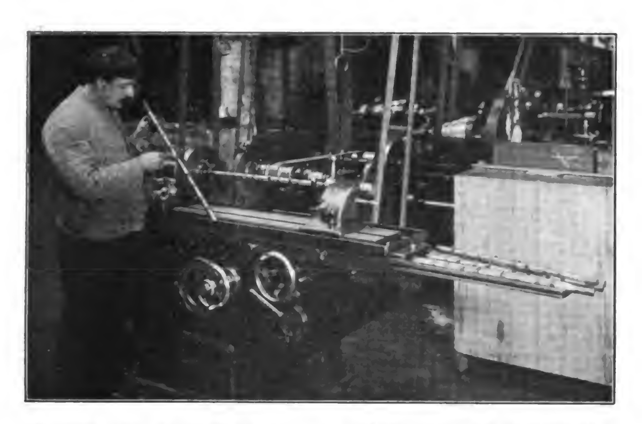
Die sonst in mancher Beziehung vorbildlich gewordenen Konstruktionen von Dion-Bouton sind in letzter Zeit etwas rückständig geblieben und diese Firma ist wohl ziemlich die einzige, welche noch die früher öfter üblichen großen Nocken benutzt. Dabei soll gleichzeitig bemerkt werden, daß diese Firma auch für ihre mehrzylindrigen Motoren noch die Steuerwelle mit den einzeln aufgesetzten Nocken verwendet.

Im Interesse der billigeren Herstellung bei der Massenfabrikation sind die einzeln aufgesteckten Nocken zu empfehlen. Diese werden aus bestem Werkzeugstahl abgestochen, wobei man, um Material zu sparen, die Stange excentrisch einspannt, das Loch für die Welle bohrt und das Seitenprofil gleich von der Stange fertig dreht. Die Stücke werden alsdann genutet und kommen auf die Kopierfräsmaschine, woselbst sie die ein für allemal ausprobierte Form erhalten. Hierauf werden sie quer durchbohrt, um nachher bei der Montage verstiftet werden zu können und sauber geschliffen. Zur Aufnahme des Stiftes erhält der Nocken gewöhnlich einen seitlichen Ansatz.

Die Steuerwelle besteht in diesem Falle aus gewöhnlichem Maschinenstahl und ihr Durchmesser beträgt selten mehr wie 20 mm, wobei eine genügend sichere Lagerung vorausgesetzt ist.

Dieselbe muß ebenfalls nach der Schablone genutet werden, damit der höchste Punkt des Nocken jedesmal mit der Mitte der Nut zusammenfällt. Das Härten der Nocken geschieht in bekannter Weise, worauf dieselben gelb angelassen werden. Nach dem Härten ist gewöhnlich die Bohrung etwas enger geworden, weil sich der Stahl beim Härten zusammenzuziehen pflegt. Auf der Rundschleifmaschine erfolgt dann das Ausschleifen auf Maß.

Selbstverständlich müssen die Arbeitsflächen der Nocken sehr sauber geschliffen werden, damit sie nicht fressen.



Figur 273. Die mit dem Nocken aus einem Stück bestehende Nockenwelle wird auf der Rundschleifmaschine geschliffen. Fahrzeugfabrik Eisenach.

Bei großen Motoren, bei denen der Herstellungs- und Verkaufspreis keine so große Rolle spielt, macht man gewöhnlich die Steuerwelle mit den Nocken aus einem einzigen Stück Werkzeugstahl. Meistens werden derartige Wellen aus Silberstahl angefertigt, der am wenigsten Neigung zeigt, sich beim Härten zu verziehen und Risse zu bekommen.

Die Wellen werden vorgedreht, wobei die Nocken als schmale Ansätze stehen bleiben. Hierauf kommen sie auf die Kopierfräsmaschine, auf der die einzelnen Nocken ihre richtige Form erhalten. Die Arbeitsflächen der Nocken werden dann sauber geschmirgelt, worauf die ganze Welle gehärtet wird. Beim Härten wird die Welle in ein Gasrohr gesteckt, damit sie sich gleichmäßig erwärmt. In der Regel werden die mit den Wellen gefüllten Röhren, bevor sie in den Glüh- oder Härteofen

kommen, noch einige Zeit ganz langsam auf eine immer höhere Temperatur gebracht. Auch im Ofen soll die Hitze nicht plötzlich wirken, sondern allmählich gesteigert werden, weil die Wellen sonst leicht Risse bekommen.

Sind die Röhren mit den Wellen gut durchgewärmt, also hellrot, dann läßt man die Wellen einzeln in das Härtewasser gleiten, wobei man darauf zu achten hat, daß die Wellen genau senkrecht in das Wasser gelangen, ohne daß Luft an dieselben kommt. Man muß deshalb das Rohr mit einer Zange fassen, die man in der linken Hand hält und mit der rechten Hand ein Stück Flacheisen gegen die untere Öffnung des Rohres halten, bis diese unter Wasser ist, worauf man erst das Eisen fortzieht. Es empfiehlt sich, das Härtegefäß, gewöhnlich dient als solches ein großes Faß, mit einem Einsatz von durchlochten Röhren zu versehen und in ein solches Rohr die Welle gleiten zu lassen, damit sie beim Abkühlen im Wasser keine schräge Lage annimmt, wodurch sie sich verziehen würde. Ganz wird man das Verziehen der Wellen nicht vermeiden können und darauf muß bei der Fabrikation Rücksicht genommen werden.

Die gehärteten Wellen werden in der Regel im Sand- oder im Metallbade dunkelgelb und braun angelassen. Hat sich die eine oder andere Welle trotz aller Vorsicht verzogen, dann kann man nach dem Anlassen die Welle etwas richten, indem man mit der Finne eines kleinen Niethammers die innere Seite der Krümmung vorsichtig hämmert. Immer ist aber ein sauberes Nachschleifen auf der Rundschleifmaschine erforderlich, um ein einwandfreies Fabrikat zu erhalten. An den Nockenwellen kann man meistens zuerst erkennen, ob man einen erstklassigen Motor vor sich hat oder nicht und übermäßig große Nocken lassen immer darauf schließen, daß auch in anderer Beziehung manches an dem betreffenden Motor nicht so ist, wie es sein sollte.

Das Abbremsen der Motorenkraft.

Die Bremsstationen stellen einen Wendepunkt im jungen Dasein des Automobilmotors dar. Hier soll er geprüft werden, ob die Kraft, die der Konstrukteur durch seine Berechnungen in das Metall hinein zu bringen versuchte, auch von dem fertigen Werk geleistet wird.

Die Bremse ist die Kontrollvorrichtung, welche angibt, ob die Berechnungen richtig waren oder nicht, aber sie bildet auch gleichzeitig die Kontrolle für die Arbeiten, denn die Konstruktion des Motors kann die denkbar beste sein; wenn die Bearbeitung der Einzelteile eine mangelhafte war, dann ist es unmöglich das erwartete Resultat zu erhalten. Gerade bei den Erstlingsfabrikaten ist letzterer Umstand vorherrschend.

In der Regel läßt man die Motoren, bevor sie auf den Bremsstand kommen, einlaufen, indem man das Schwungrad als Riemenscheibe benutzt und unter reichlicher Anwendung von Schmieröl den Motor einige Tage lang antreibt. Von Zeit zu Zeit befühlt man, wo dieses angängig ist, die Lagerstellen, ob dieselben warm laufen und die Zylinder, die sich ebenfalls erwärmen.

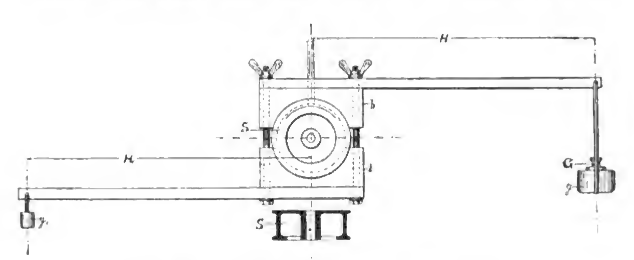
Sobald der Motor sich etwas eingelaufen hat, nimmt man ihn auseinander und kontrolliert, ob alle arbeitenden Flächen gut tragen, wo dieses nicht der Fall ist, hilft man durch Schaben etwas nach und wiederholt die Versuche so oft, bis sich die Anstände nicht mehr bemerkbar machen.

Dort, wo elektrische Bremsvorrichtungen zur Verfügung stehen, läßt man meistens den Motor gleich auf dem Bremsstand einlaufen, wobei er in der Regel direkt mit der Dynamomaschine, die in diesem Falle als Motor geschaltet wird, gekuppelt ist.

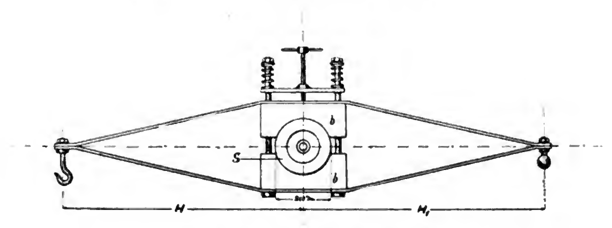
Wir haben verschiedene Bremsmethoden, die wir mit Hilfe von Illustrationen einer Besprechung unterziehen wollen. Die älteste Bremsmethode ist die mit dem Pronyschen Zaum, darauf folgt die elektrische und neuerdings die hydraulische mit dem Alden-Dynamometer. Das Bremsen mit dem Pronyschen Zaum ist am einfachsten durchzuführen und gibt immer noch die sichersten Resultate. In vielen Fabriken, wo man zu der elektrischen Bremsung übergegangen war, ist man in

neuerer Zeit wieder auf den Pronyschen Zaum zurückgekommen und so finden wir ihn denn in den ersten Automobilfabriken im ständigen Gebrauch. Das Prinzip ist, die geleistete Arbeit eines Motors in Reibung umzusetzen und dadurch meßbar zu machen.

Die Pronysche Bremse besteht, wie die Figur 274 zeigt, aus zwei hölzernen Backen bb, die um die Bremsscheibe S gelegt werden, deren seitliche Ränder das Abgleiten der Backen während des Versuchs verhindern. Diese Backen sind etwa 60 mm breit und meistens an ihren



Figur 274. Pronyscher Zaum für grössere Motoren.



Figur 275. Pronyscher Zaum für kleine Motoren.

Laufflächen mit Kupferblechen beschlagen. Um eine ausreichende Kühlung dieses Bleches herbeiführen zu können, besitzen die oberen Backen eine Rinne, die mit einem zentralen Loch in Verbindung steht, welches mit einem Rohransatz versehen ist. Auf diesen Rohransatz wird im Betriebe ein Gummischlauch gesteckt, der mit einem etwas höher gelegenen Gefäß, das mit Seifenwasser gefüllt ist, in Verbindung steht.

Da die Scheibe S ebenfalls bei dem Bremsversuche sehr heiß wird, so ist auch hier eine Wasserkühlung vorgesehen; die Scheibe ist zu diesem Zweck hohl gegossen und besitzt den in der Zeichnung darge-

stellten Querschnitt, sodaß der Hohlraum das Einfüllen von Kühlwasser, das ebenfalls durch ein kleines Rohr eingeleitet werden kann, gestattet. Durch zwei Schrauben kann man die beiden Backen gegeneinanderspannen, eine Ausführung, wie man sie meistens beim Pronyschen Zaum zum Bremsen größerer Motore benutzt. Für kleinere Motoren bis zu 6 PS eignet sich besser eine Ausführung der Bremse nach Figur 275.

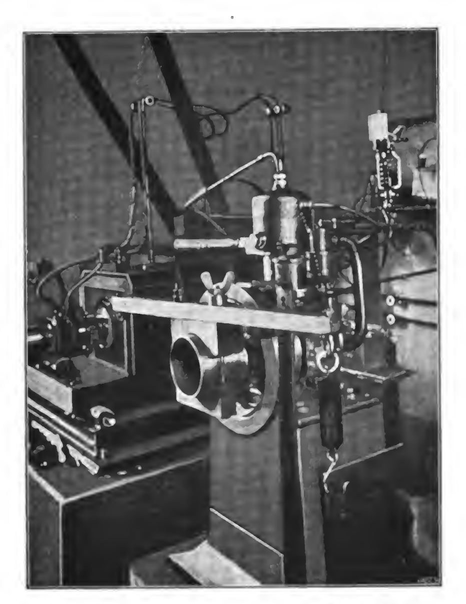


Fig. 276. Das Abbremsen eines Motors mit Hilfe des Pronyschen Zaumes.

Die Bremsscheibe S wird neben dem Schwungrade auf der Motorwelle befestigt. Sehr oft findet man in den Fabriken, daß der Pronysche Zaum einfach um das Schwungrad gelegt ist. Dieses Verfahren ist nicht zu empfehlen. Es ist immer besser, wenn die Bremsscheibe für sich angeordnet ist, weil man nur dann eine ausreichende Kühlung vornehmen und die Bremse dauernd im Gleichgewicht halten kann.



Figur 277. Bremsstation der Fahrzeugfabrik Eisenach.
Bremsen mit der Pronybremse.

Bei der Prony-Bremse wird die von dem Motor geleistete Arbeit in Reibung, also in Wärme umgesetzt. Die Bremse muß genau im Gleichgewicht sein, wenn sie um den Mittelpunkt der Scheibe schwingt und ihr belasteter Hebelarm muß in seinem Ausschlag begrenzt sein, damit die Bremse nicht überschlägt oder von der Bremsscheibe mitgenommen wird.

Die Belastung der Bremse erfolgt entweder durch Gewichte oder man mißt den Zug durch eine einfache Federwage, wie es z. B. die Figur 276 zeigt. Die meisten Fabriken fabrizieren die Motoren in Serien und besitzen für jede Type ein bestimmtes Gewicht, welches der Motor ziehen muß, bevor er die Bremsstation verläßt. Dieses Verfahren wird in fast allen großen Fabriken Deutschlands angewandt und hat sich wegen seiner Einfachheit vorzüglich bewährt. Die Berechnung der Kraft erfolgt am einfachsten nach der folgenden Formel:

$$\text{PS.} = \text{Hebellänge} \,.\, \text{Gewicht} \,.\, \text{Tourenzahl} \,.\, 0{,}001396$$

Ist beispielsweise der Hebelarm von Mitte Bremsscheibe bis zum Aufhängepunkt des Gewichtes 1 m lang, das Gewicht, welches am Ende des Hebels aufgehängt wurde, 2 kg und die Tourenzahl 1000 pro Minute, dann beträgt die Leistung des Motors

$$1 \,.\, 2 \,.\, 1000 \,.\, 0{,}001396 = 2{,}792 \text{ PS.}$$

Erst wenn man den Motor unter der Prony-Bremse hat, ist man imstande, seine Elastizität, die vor allen Dingen von der guten Funktion des Vergasers und der Zündung abhängig ist, bei allen Tourenzahlen festzustellen.

Der Motor soll, wenn die Bremse aufgelegt worden ist, ruhig und gleichmäßig arbeiten und der Hebel darf nicht schlagen.

Das Anziehen der Schrauben des Zaumes muß sehr vorsichtig erfolgen, weil sich die Bremse sehr leicht festsetzt und dadurch den Motor sofort anhält.

Für die Bedienung durch Arbeiter gibt es zur Zeit noch keine Bremsvorrichtung, die einfacher und übersichtlicher ist, als der Pronysche Zaum. Eine andere Bremsvorrichtung, die mit dem Pronyschen Zaum verwandt ist, sehen wir in den Figuren 278 und 279 dargestellt. Man hat bei dieser Bremse das bekannte System der Lamellenkupplung benutzt und sie soll sehr genaue Resultate geben, weil sie äußerst elastisch ist und unabhängig von dem Gefühl der Arbeiter funktioniert. Ihre innere Einrichtung ist aus der Figur 278 ersichtlich. In einem Gehäuse, welches mit einem Hebelarm verbunden ist und das in einem Lagerbock leicht schwingen kann, befindet sich ein Rotationskörper, der im vorliegenden Falle aus vier Stahlscheiben von 1 m Durchmesser und 6 mm Stärke besteht, der mit der Motorwelle gekuppelt wird. Die vier Stahlscheiben laufen in vier Kammern des Gehäuses, die eine Weite von ca. 10 mm besitzen, sodaß die Scheibe mit einem Zwischenraum von 2 mm nach beiden Seiten frei in dem Gehäuse rotieren kann. Der Hohl-

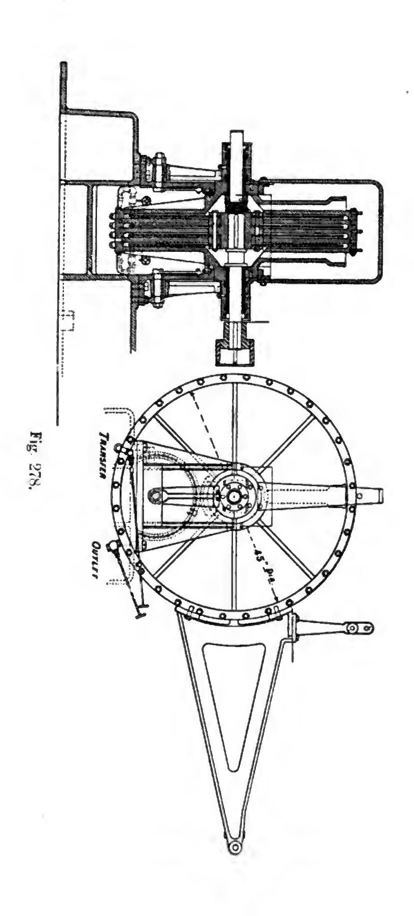
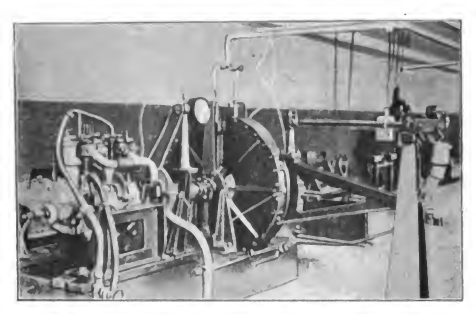


Fig. 278.

raum in dem Gehäuse wird mit Wasser angefüllt, wodurch der während der Rotation durch die Zentrifugalkraft entstehende Wasserdruck die nötige Friktion zwischen den rotierenden Scheiben und dem schwingenden Gehäuse herstellt. Die Handhabung ist dieselbe wie bei der Prony-Bremse und gibt die Figur 279 ein Bild von der Prüfung eines Motors mit der hydraulischen Bremse.

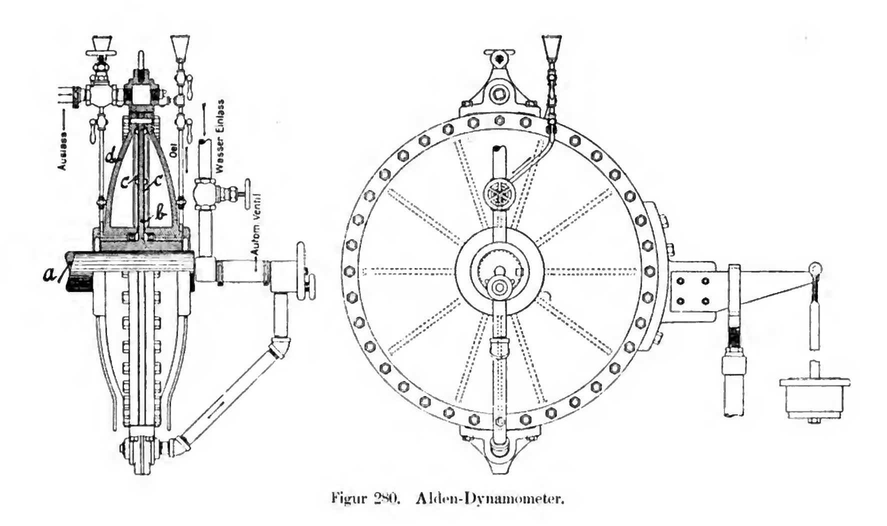
Ähnlich wie dieses Dynamometer ist das Alden-Dynamometer konstruiert, welches aus einer rotierenden Stahlscheibe besteht, die durch zwei Kupferscheiben, die mit dem Gehäuse verbunden sind, gebremst wird. Das Bremsen erfolgt ebenfalls durch Wasserdruck, doch ist bei dem Alden-Dynamometer noch eine Vorrichtung getroffen, welche eine fortwährende Zirkulation von Schmieröl zwischen den beiden Kupferplatten und der Stahlscheibe bewirken. Die innere Einrichtung ist folgende.



Figur 279. Prüfung eines Motors mit der hydraulischen Bremse.

Fest mit der Welle a, Figur 280, ist eine größere Scheibe b verbunden, die zwischen zwei gewellten Kupferplatten frei rotieren kann. Diese Kupferplatten sind am äußeren Umfang sowie am Zentrum mit dem Gehäuse d, das aus Gußeisen besteht, fest verbunden. Das Gehäuse d mit den Kupferscheiben c stellt daher die Bremsbacke vor, wie wir sie beim Pronyschen Zaum kennen.

Solange diese Bremse nun nicht in Tätigkeit gesetzt ist, kann sich die gußeiserne Scheibe frei zwischen den Kupferscheiben drehen, ohne einen merklichen Widerstand zu finden und eine ausreichende Ölzirkulation umgibt den Raum zwischen der rotierenden Eisenscheibe und den Kupferscheiben vollständig. Soll aber der Motor gebremst werden, dann muß man die Kupferscheiben mehr oder weniger fest gegen die



Figur 280. Alden-Dynamometer.

rotierende Eisenscheibe drücken und dieser Druck wird durch Wasser erzeugt, das in den übrigbleibenden Hohlraum von d gepreßt wird. Hierbei dient das Wasser gleichzeitig zur Kühlung der Kupferscheibe.

In derselben Figur sehen wir rechts die Seitenansicht des Appa-

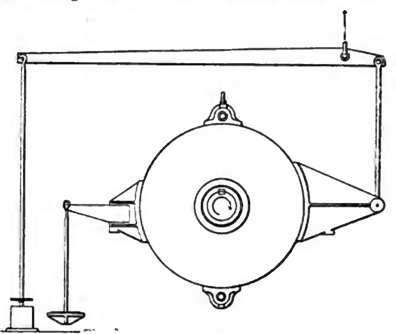


Fig. 281. Hebelanordnung des Alden-Dynamometers.

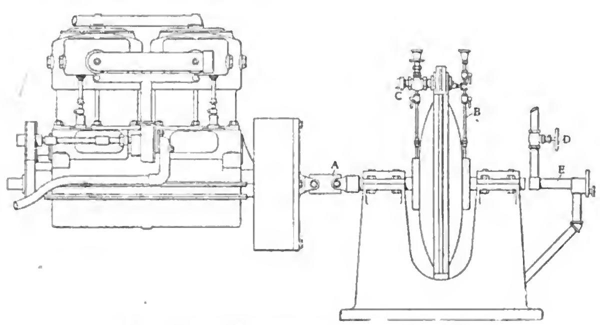
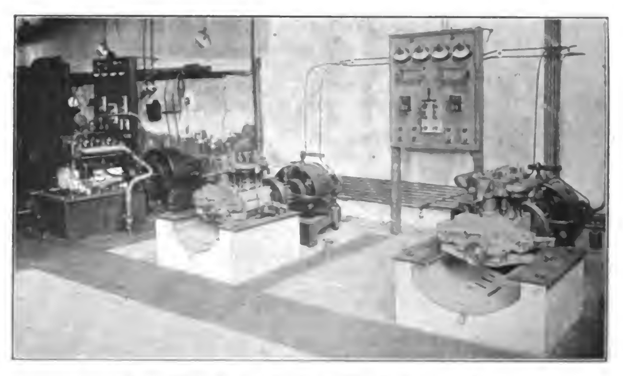


Fig. 282. Alden-Dynamometer mit Motor gekuppelt.

rates. In der Figur 281 ist die Hebelanordnung dargestellt, an welcher die Belastung erfolgt.

Das Gehäuse d läuft auf Rollen oder Kugellagern, damit möglichst wenig Reibungsverluste entstehen und seine Aufhängung, sowie die ganze Anordnung des Apparates geht aus der Figur 282 hervor. Wie ersichtlich, wird der Motor durch ein Kardangelenk A mit der Welle der Eisenscheibe gekuppelt.

Mit einer einzigen Scheibe von ca. 70 cm Durchmesser ist man imstande, einen Motor von 35 PS abzubremsen. Da man den Wasserdruck ganz beliebig gegen die Kupferscheiben wirken lassen kann, so ist man dadurch in der Lage, jede nur erdenkliche Belastung des Motors herbeizuführen. Bei hohen Tourenzahlen und bei schwachen Motoren wird der Wasserdruck geringer sein, als bei niedrigen Tourenzahlen und starken Motoren und man besitzt tatsächlich in dem Alden-Dynamometer ein Werkzeug, welches für jeden Motor und für jede Tourenzahl geeignet ist. Hierdurch erlangt das Dynamometer für die Untersuchung von Automobilmotoren eine ganz hervorragende Bedeutung. Dieses Dyna-



Figur 283. Bremsstation von Vinot & Deguingand.
Motor direkt mit Dynamo gekuppelt, das Polgehäuse schwingt.

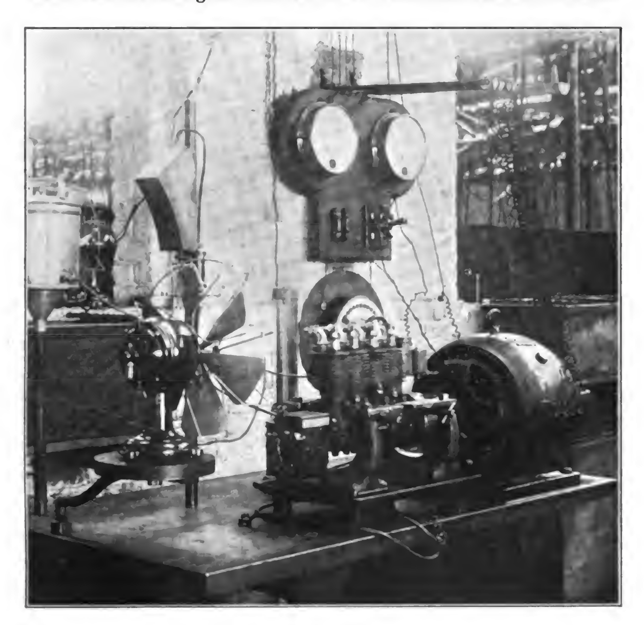
mometer ist patentiert und zwar bezieht sich das Patent auf die Ölzirkulation.

Diese hydraulischen Bremsen sind zur Zeit die besten Vorrichtungen, welche man zum Abbremsen von schnellaufenden Motoren benutzt, denn sie sind für alle Motorengrößen, die in Frage kommen, gleich gut geeignet, erfordern keine Bedienung durch einen besonders geschulten Arbeiter und sind sauber im Betriebe, was man von der Prony-Bremse nicht behaupten kann.

Eine andere Bremsmethode, die die Anschaffung besonders teurer Dynamomaschinen erfordert, ist die elektrische mit schwingendem Magnetfelde. Eine Bremsstation der Fabrik von Vinot et Deguingand läßt dieses System erkennen. Das Magnetfeld der Dynamomaschine ist

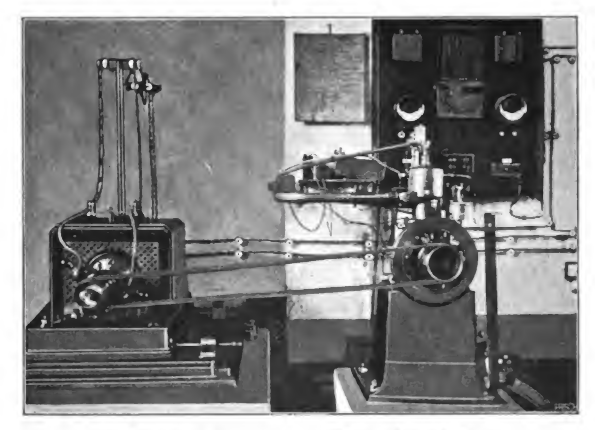
auf Kugellagern in den Lagerböcken des Fundamentes gelagert, während der Anker der Dynamomaschine mit der Motorwelle gekuppelt ist.

Man kann das Magnetfeld feststellen und die Dynamomaschine als Elektromotor schalten, wenn man den Benzinmotor einlaufen und angehen lassen will. Treibt dagegen der Benzinmotor den Anker, dann kann man den erzeugten Strom auf einen Widerstand schalten und seine

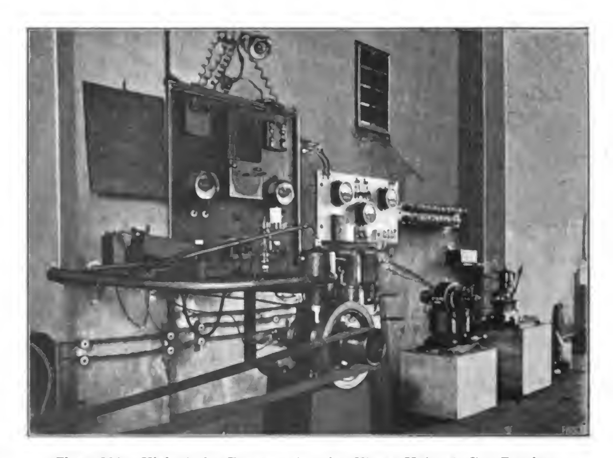


Figur 284.
Bremsen eines vierzylindrigen Fahrradmotors in der Fabrik National in Herstal. Motor direkt mit Dynamo gekuppelt.

Stärke nach Volt und Ampère, also nach Watt ablesen. Die Reaktionskraft wird sich dabei bemerkbar machen und das schwingende Magnetfeld zu drehen versuchen. An den Belastungshebel des Magnetfeldes werden, ebenso wie am Pronyschen Zaum, die Belastungsgewichte gehängt und man hat daher zwei verschiedene Bremsen in einer Vorrichtung.



Figur 285. Elektrische Bremsstation der Firma Heim & Co., Bamberg.



Figur 286. Elektrische Bremsstation der Firma Heim & Co., Bamberg.

Diese Bremse, sowie die Dynamobremse ist die teuerste, weil sie nur für ganz bestimmte Motorentypen verwendet werden kann. Es ist unmöglich, mit einer elektrischen Bremsstation, die für einen 20 PS-Motor eingerichtet ist, einen Motor von 30 PS. zu prüfen und eine Motorenfabrik, die verschiedene Motorentypen fabriziert, ist daher gezwungen, für jede Type eine besondere Bremsdynamo anzuschaffen.

Bei der Bremsung von Motoren mit Dynamomaschinen wird entweder der Motor direkt mit der Dynamomaschine gekuppelt oder die Dynamo wird durch einen Riemen vom Motor angetrieben. Den direkten Antrieb zeigt die Figur 284 eine Aufnahme aus der Fabrik „National“ in Herstal, während die Figuren 285 und 286 den Riemenantrieb in der Motorenfabrik von Heim & Co. in Bamberg vorführen.

Für den Betrieb mit elektrischen Bremsvorrichtungen muß in der Regel Betriebsstrom vorhanden sein, der durch die Feldmagnete gesandt wird. Man braucht dann nur die im Anker erzeugte Elektrizitätsmenge in Watt am Ampère- oder Voltmeter ablesen, um die vom Motor abgegebene Kraft berechnen zu können. Die Berechnung erfolgt unter Berücksichtigung des Umstandes, daß 1 PS. imstande ist, 736 Watt zu erzeugen.

Der Effekt „Watt“ ist ein Produkt aus der Multiplikation von Ampère und Volt. Hat z. B. der erzeugte Strom eine Spannung von 100 Volt und eine Stromstärke von 10 Ampère, dann ist der Effekt 1000 Watt.

Um die Kraft des Motors genau messen zu können, muß man den Nutzeffekt der Dynamomaschine kennen und dieser ist sehr verschieden, weshalb man geeichte Dynamos benutzen muß. Meistens beträgt der Nutzeffekt 80 bis 90 Prozent, sodaß man pro PS. etwa 600 bis 660 Watt erzeugen kann. Bei kleineren Dynamomaschinen bis zu etwa 3 PS. wird man selten mehr wie 500 bis 550 Watt pro PS. erhalten.

Das elektrische Bremsen gibt lange nicht so zuverlässige Resultate, wie das Bremsen mit dem einfachsten Hilfsmittel, dem Prony-Zaum.

Sehr oft kommt man in die Lage, das Drehmoment eines Motors berechnen zu müssen. Dieses geschieht, indem man die Anzahl der PS. mit 716,2 multipliziert und durch die Tourenzahl dividiert. Wenn ein Motor bei 1500 Touren 5 PS. leistet, dann ist sein Drehmoment

$$\frac{5 \cdot 716{,}2}{1500} = \sim 2{,}39 \text{ mkg.}$$

Die sogenannten Bandbremsen haben wir hier nicht mit aufgeführt, weil dieselben für Automobilmotoren nicht zu empfehlen sind und bei der Anwendung Gefahren für die Arbeiter mit sich bringen.

Um sich ein Bild von den inneren Vorgängen im Motor machen zu können, wendet man häufig noch Indikatorversuche an, doch ist man in letzter Zeit fast gänzlich davon abgekommen, weil derartige Versuche nur einen Wert haben, wenn es sich um Untersuchung von

Neukonstruktionen handelt, bei denen man sehr oft Abweichungen von den durch die Praxis gegebenen Regeln konstatieren kann.

Hat man den Motor nach den Angaben dieses Buches berechnet und auf dem Bremsstand gefunden, daß die berechnete Kraft erreicht oder übertroffen wurde, dann soll man sich damit zufrieden geben und nicht seine Zeit mit Indikatorversuchen verschwenden. Dieser Rat entspricht zwar nicht dem wissenschaftlichen Standpunkte, aber dem Interesse des Fabrikanten. Fast alle Automobilfabriken besitzen Indikatoren ohne damit zu arbeiten.

Zweiter Teil.

Ausführungsformen.

In dem nachfolgenden Abschnitt sind eine Reihe von Ausführungsformen von Automobilmotoren gesammelt, die in ihrer Gesamtheit ein instruktives Bild des modernen Motorbaues zu geben geeignet erscheinen.

Die Reihenfolge der einzelnen Konstruktionen ist zwanglos, nur ist im großen und ganzen die Einteilung getroffen, daß mit den Motoren mit gegenüberliegenden von unten gesteuerten Ventilen — der sog. T-Form — begonnen wurde. Es folgen dann die Gruppe der Motoren mit einseitig angeordneten von unten gesteuerten Ventilen, und eine Gruppe von Konstruktionen, bei denen entweder eines oder beide Ventile hängend angeordnet sind.

Es sei noch bemerkt, daß der Einfachheit und Einheitlichkeit wegen bei der Unterscheidung der Seiten der Motoren die Fahrrichtung des Wagens als maßgebend erachtet wurde. Ebenso, wie man bei jedem Wagen bei Bezeichnung der rechten und linken Seite von der Fahrrichtung ausgeht und sich nach ihr richtet, sind die Seiten des Motors logischerweise nach derselben Grundlage als rechts und links bezeichnet. Das Schwungrad ist also stets als hinteres und die Andrehkurbel als vorderes Ende des Motors betrachtet.

Am Schlusse des Teiles sind ein Zweitaktmotor und einige wenige Ausnahmekonstruktionen angeführt, die ihrer Besonderheit wegen Aufnahme gefunden haben.

Der Mercedes-Motor.

Die älteren Mercedes-Motoren der Daimler-Motoren-Gesellschaft gehören zu den Konstruktionen, die vorbildlich für den Automobil-Motorenbau gewirkt haben. Die Gesellschaft baute wohl als erste Wagen mit vierzylindrigen stehenden Automobil-Motoren (seit 1896), zu einer Zeit, wo viele andere Konstrukteure noch in den Kinderschuhen steckten. Die Erfolge, welche sie mit ihren Motoren, die, beiläufig bemerkt, bis in die allerneueste Zeit stets mit Abreißzündung der höheren Leistung wegen konstruiert waren, führte dazu, daß die Maschinen vorbildlich und in den Details wie in der Gesamtkonstruktion gern nachgeahmt wurden. Wir führen diese allgemein bekannte Tatsache absichtlich hier an, da aus ihr am besten die sehr erhebliche Bedeutung der Mercedes-Motoren für die gesamte Entwicklung des Automobil-Motorenbaues erhellt.

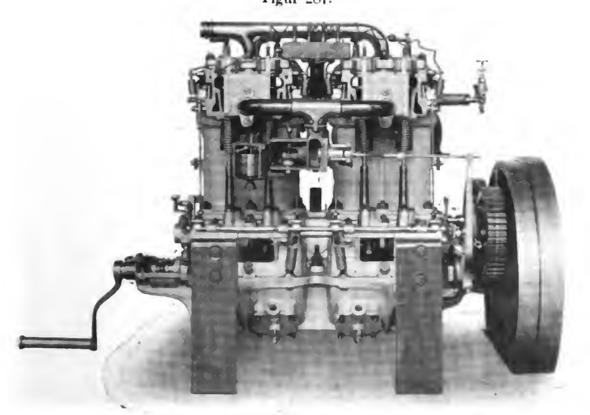
Die Schnittzeichnungen Figur 292 und 293 stellen einen Mercedes-Motor älterer Konstruktion dar, ebenso die Abbildungen Figur 287 und 288 des aufgeschnittenen Motors, während der Motor für 1908 in Figur 289 bis 291 abgebildet ist.

Der Motor ist in T-Form gebaut mit symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder liegenden Ventilkammern. Die Ventile sind Tellerventile mit ebener Sitzfläche. Bemerkenswert ist die lange Führung der Ventilspindeln, die bis dicht zum Ventilteller hinaufgeht und ebenso wie der Sitz des Ventils sehr gut und reichlich gekühlt ist. Die Ventilfedern liegen mit dem oberen Ende gegen die Ventilkammer, wo sie durch einen angegossenen Kranz gegen seitliches Ausweichen gesichert sind, und sind mit dem unteren umgebogenen Ende durch ein Loch in der Ventilspindel gesteckt. Die Stößel tragen am unteren Ende Rollen, die auf dem Nocken laufen. Nocken und Nockenwelle sind aus einem Stück gearbeitet.

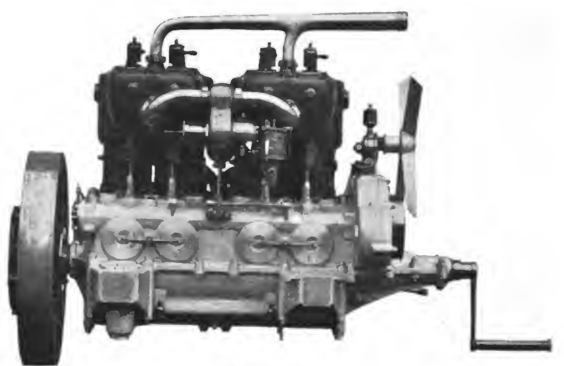
Die Verschlußbutzen für die Einführungsöffnungen der Ventile sind eingesetzt und mit konischen Dichtungsflächen versehen. Sie werden auf jedem Zylinderpaar durch einen für zwei Butzen gemeinsamen Bügel festgehalten, der durch drei Stehbolzen und Muttern angezogen wird. Die Art des Zylinderverschlusses geht aus den Schnitten zur Genüge hervor.

Der Auspuffstutzen ist mit einer großen Heizkammer für die dem Vergaser zuzuführende warme Luft umgeben. Der Auspuff befindet sich auf der linken, der Vergaser auf der rechten Seite des Motors.

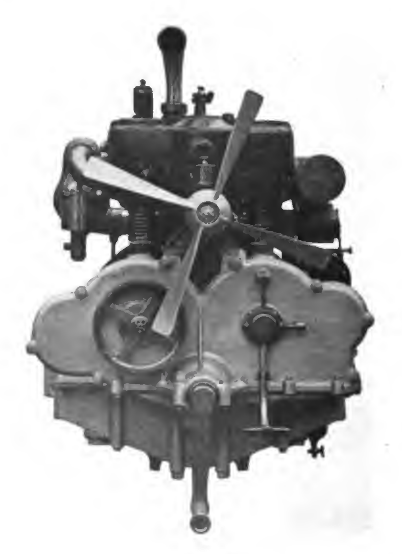
Figur 287.



Figur 288.



Figur 289.



Figur 290.

Die Kurbelwelle, bei welcher die breiten Kurbelzapfen mit geringer Flächenpressung der Pleuelstangenlager bemerkbar sind, liegt in drei Kugellagern. Die Kurbelzapfen sind der Länge nach durchbohrt und erhalten das Schmieröl in den Bohrungen durch Schleuderringe zugeführt, in denen sich das durch die rotierende Kurbelwelle umhergeschleuderte Öl sammelt und durch die Zentrifugalkraft in die Zapfenbohrung gedrückt wird, von wo es durch Schmierloch und Nuten in die Stangenkopflager gelangt. Das Schwungrad ist mittelst Nut und Feder auf den konischen Fortsatz der Welle aufgesetzt und wird durch eine Mutter festgehalten.

Das Kurbelgehäuse ist horizontal geteilt und zwar trägt die untere Gehäusehälfte die Tragarme zur Aufhängung des Motors im Rahmen des Wagens. Das Gehäuse ist in der Längs- und Querrichtung durch Rippen versteift.

Die Zylinder haben einen konisch nach oben zulaufenden Kompressionsraum, um den schädlichen Raum zu beschränken. Zum selben Zweck haben die Kolbenböden eine kugelige Oberfläche erhalten. —

Die Abbildungen des aufgeschnittenen Motors zeigen deutlich die Ventile, den Wassermantel, die Vergaserkonstruktion, das Schwungrad mit der Nabe zur Aufnahme der Spiralbandkupplung, die Nockenwelle für die Abreißzündung usw. Die Grundzüge der Konstruktion sind auch bei diesem Motor dieselben, wie vorher. Bei diesen älteren Konstruktionen liegen die Steuerräder offen an der Schwungradseite.

Die Abbildungen des 1908-Motors zeigen die Verlegung der Steuerräder an die Vorderseite des Motors. Die Räder sind eingekapselt, desgleichen die Nockenwellen. Zum erleichterten Andrehen des Motors ist eine Dekompressionsvorrichtung vorgesehen, welche die Auspuffventile durch Verschiebung der Nocken anhebt. Wasserpumpe und Magnetapparat werden zwangläufig von den Steuerrädern angetrieben. Ihre Lage ist aus der Figur 291 gut ersichtlich, ebenso die Zu- und Abführung des Kühlwassers.

Die Kurbelwelle läuft bei den neuen Motoren wieder in Gleitlagern, die wegen ihrer größeren Betriebssicherheit vorgezogen werden. Das Kurbelgehäuse ist auch horizontal geteilt und trägt am Unterteil die Tragarme des Motors. An den Lagerstellen der Gehäuse gehen die Bolzen, welche Ober- und Unterteil verbinden, durch das ganze Gehäuse hindurch und nehmen die Beanspruchungen durch den Explosionsdruck auf, so daß das Gehäuse selbst entlastet ist. Da das Gehäuse nicht abnehmbar ist, sind am Oberteil auf der Vergaserseite vier große Öffnungen zum Nachsehen der Pleuelstangenköpfe vorgesehen. Die Öffnungen werden durch Deckel verschlossen, die zu je zweien durch einen Bügel festgehalten werden.

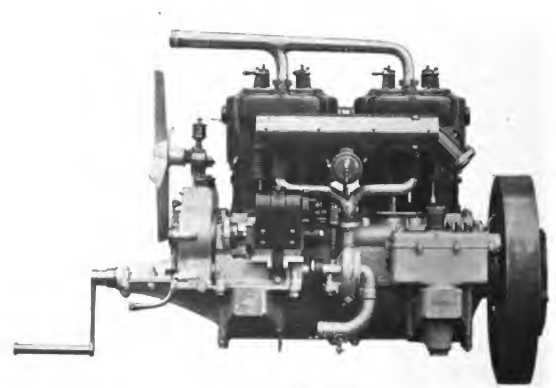
Die Bügel für die Ventilverschlüsse fallen weg; an deren Stelle sind die Butzen eingeschraubt.

Die Zündung dieser Motoren ist gänzlich neu und wird durch eine Abreißzündung von Robert Bosch bewirkt, die aber ohne Gestänge arbeitet, da die Kerzen selbst mit Abreißern versehen sind. Das Abreißen selbst wird durch Ablenken des Hammers durch das in der Kerze entstehende magnetische Feld hervorgerufen.

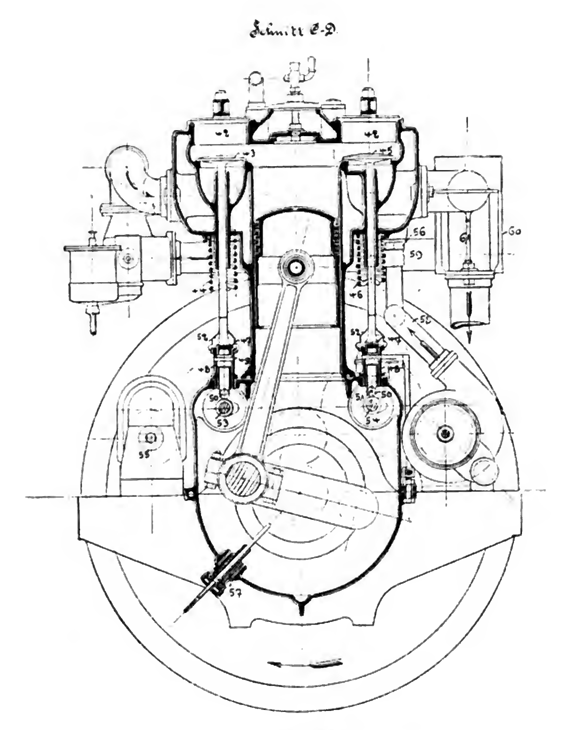
Der Vergaser ist ein Mercedes-Kolbenvergaser neuer Bauart mit Vorwärmung der Gemischluft in der Heizkammer am Auspuff.

Die Kühlung erfolgt wie bisher durch einen Bienenkorbkühler, der in seiner Kühlwirkung bei den neuen Motoren durch einen Ventilator unterstützt wird, der verstellbar gelagert ist. Außerdem ist auch das Schwungrad als Ventilator ausgebildet.

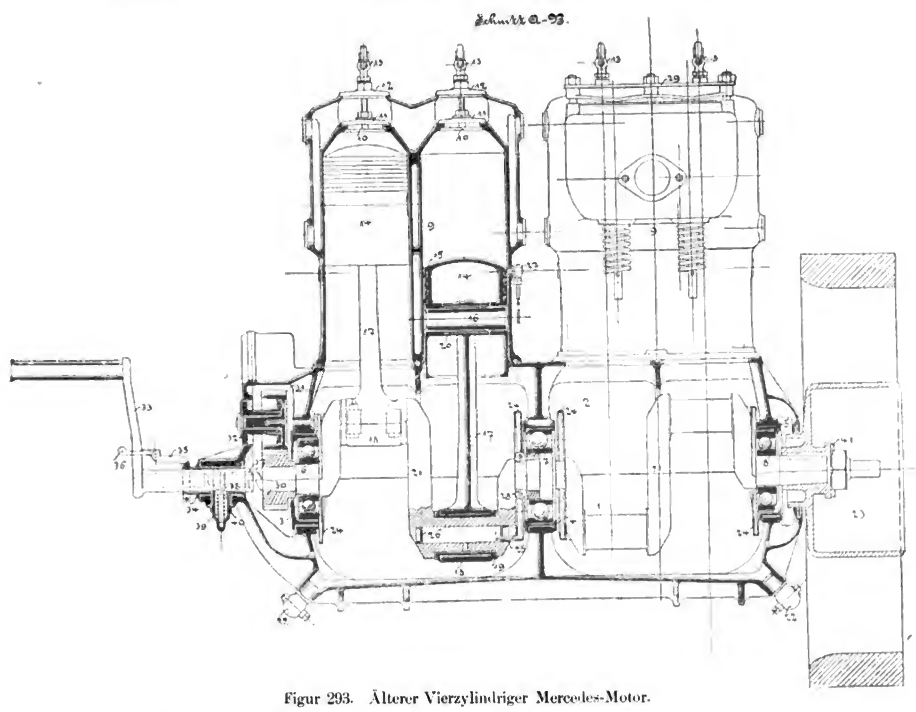
Die Schmierung erfolgt durch einen neuen auf dem linken hintern Tragarm sitzenden, mechanisch von der Steuerwelle angetriebenen P. D.-Öler, der das Öl den einzelnen Schmierstellen unter Druck zuführt. Statt dieses Ölers kann auch ein Friedmann-Zentralöler mit zwangläufiger Schmierung benutzt werden. Außerdem Schmierung durch Ölbad im Gehäuse.



Figur 291.



Figur 292.
Älterer Vierzylinder-Mercedes-Motor.



Figur 293. Älterer Vierzylindriger Mercedes-Motor.

Der N. A. G.-Motor.

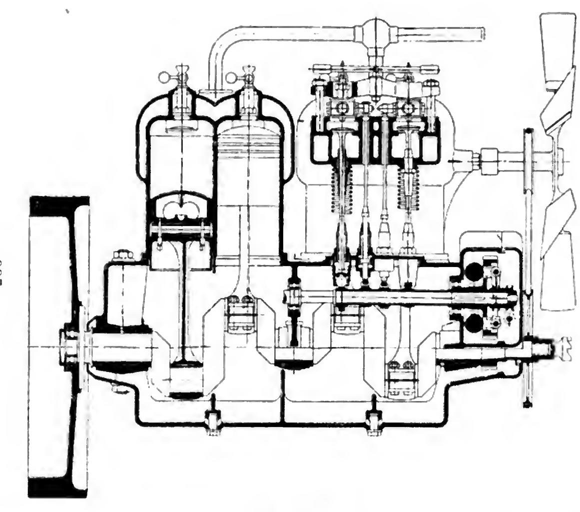
Der in Figur 294, 295 abgebildete N.A.G.-Motor, welcher mit entsprechend veränderten Dimensionen bei allen N.A.G.-Fahrzeugen in der dargestellten prinzipiellen Ausführungsform verwendet wird, besitzt paarweise in einem Block mit dem Wassermantel zusammengegossene Zylinder.

Die Ventile liegen symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder und werden in Führungen geführt, die von unten in die Ventilkammer eingeschraubt sind. Die Ventilfedern sind zylindrisch und werden mit dem unteren Ende durch ein Loch in die Ventilspindel gesteckt, während das obere Ende sich gegen die Ventilkammer legt. Die Ventilstößel laufen in Führungen und sitzen auf einer Kugel, die auf dem Nocken abrollt. Die Führung der Stößel ist in einen besonderen Deckel, der das Kurbelgehäuse über der Nockenwelle verschließt, eingeschraubt und der Deckel ist mit einer weiteren nach unten verlaufenden angegossenen Führungshülse versehen, in welcher das verstärkte Ende des Stößels mit der Kugel gleitet. Ähnlich ist auch das Gestänge für die Abreißzündung geführt, nur besitzt dieses unten keine Kugel, sondern ruht auf einem Hammer, der auf dem Nocken aufliegt.

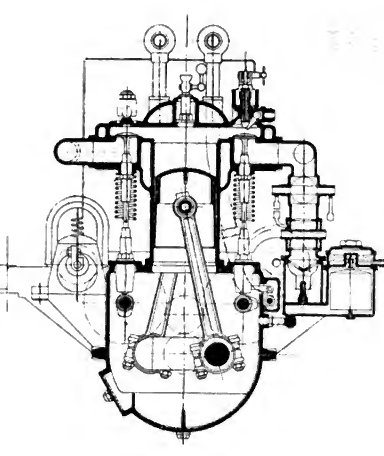
Die Nockenwellen, welche mit dem Nocken aus einem Stück hergestellt sind, laufen in drei Kugellagern (Laufringsystem). Das Steuerrad der Nockenwelle für die Einlaßventile enthält auch den Zentrifugalregulator eingebaut, der zwangläufig in seiner Wirkung begrenzt oder ganz abgestellt werden kann. Die Steuerungsräder der Nockenwelle werden nicht direkt von dem Zahnrad der Kurbelwelle, sondern durch ein Zwischenrad angetrieben.

Die Kurbelwelle ist in drei Gleitlagern gelagert, von denen das mittelste an dem Oberteil des Kurbelgehäuses aufgehängt ist, sodaß das Unterteil des Kurbelgehäuses abgenommen werden kann, ohne daß eine weitere Demontage des Motors stattzufinden braucht. Die Mitten der Kurbelzapfen fallen nicht mit den Zylindermitten zusammen, sondern haben einen geringeren Abstand voneinander wie die Zylindermitten. Hieraus ergibt sich eine unsymmetrische Form der Pleuelstangen, deren Köpfe und Kolbenlager nach entgegengesetzten Richtungen etwas aus der Mitte herausgesetzt sind.

Das Kurbelgehäuse zeigt eine einfache und zweckmäßige Form. Es ist in der Höhe der Kurbelwellenmitte horizontal geteilt. Das Unter-



Figur 294.



Figur 295.

N. A. G.-Vierzylindermotor.

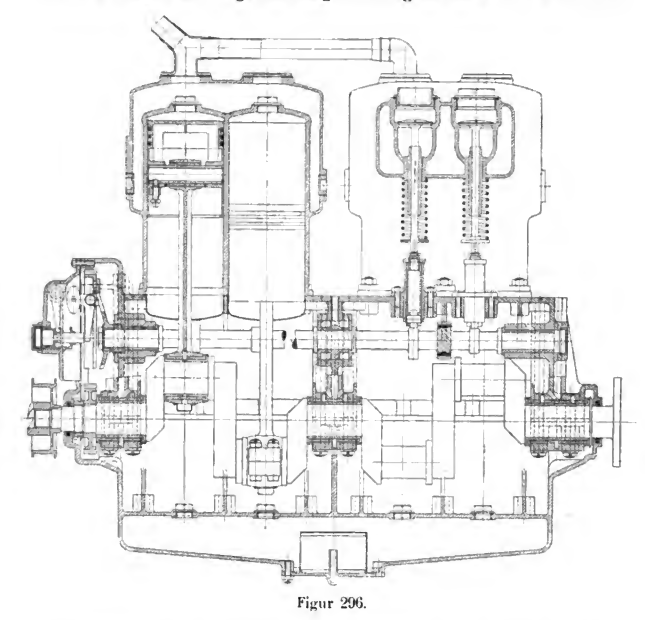
teil ist durch Versteifung in vier Kammern geteilt, sodaß jede Kurbel ein gesondertes Ölbad erhält. An einer Seite des Unterteils sind Deckel zur Besichtigung und Nachstellung der Pleuelstangenköpfe vorgesehen. Damit das Öl aus dem Unterteil nicht durch den Deckel herauslaufen kann, hat das Unterteil eine von der Deckelöffnung der Länge nach verlaufende niedrige Seitenwand erhalten. Das Oberteil des Kurbelgehäuses enthält am vorderen Ende des Motors das Gehäuse für die Steuerungsräder, die auch gleichzeitig den Antrieb der Wasserpumpe und des Magnetapparates besorgen. Die Nockenwellen liegen frei im Gehäuse und werden durch das Spritzöl geschmiert. Eine besondere, parallel zu ihnen angesetzte Kammer enthält die Welle, an der dio Hämmer für das Abreißgestänge angelenkt sind.

Die Abreißzündung des Motors ist über die Ansaugventile gelegt und zwar sind die Verschlußbutzen über den Ventilen als Zünder ausgebildet, deren Konstruktion aus der Zeichnung hervorgeht. Die Zünder werden auf je zwei nebeneinanderliegenden Ventilen durch einen gemeinsamen Bügel festgehalten, der durch Stehbolzen und Mutter festgeklemmt wird. Dieser Bügel trägt auch gleichzeitig die Zündleitung. Früh- und Spätzündung wird durch Verschieben des Hammers auf den Zündungsnocken erreicht. Die Wasserzuführung für das Kühlwasser erfolgt auf der Seite der Auspuffventile und die Wasserabführung oben auf den Zylinderköpfen.

Der Protos-Motor.

Der 30 PS. Vierzylinder-Motor der Motorenfabrik „Protos" G. m. b. H. Berlin-Reinickendorf hat 110 mm Bohrung und 120 mm Hub. Er ist mittelst kräftig ausgebildeter Füße, die an das Oberteil des Kurbelgehäuses angegossen sind, im Rahmen aufgehängt, während das Unterteil ohne weiteres abgenommen werden kann, da sämtliche Lager der Kurbelwelle nur an dem Gehäuse-Oberteil befestigt sind. Nimmt man also das Unterteil ab, so kann der ganze übrige Motor zusammengebaut bleiben, was die Vornahme von Revisionen bedeutend erleichtert. Die paarweise zusammengegossenen Zylinder sitzen desaxial auf dem Motorgehäuse. Dadurch wird die Verteilung der Seitendrücke auf die Zylinderwandungen wesentlich günstiger, sodaß der Motor ruhiger läuft und geringerer Verschleiß der Zylinder und Kolben eintritt. Die Ventile befinden sich symmetrisch auf beiden Seiten des Motors, wodurch übersichtliches Aussehen und leichte Zugänglichkeit aller Organe erreicht wird. Auf der Saugseite ist der Vergaser und der Magnetapparat angeordnet. Der Vergaser ist ein Spritzvergaser üblicher Konstruktion mit automatischem Zusatzluftventil. Die Regulierung des Gaszuflusses erfolgt durch einen Drosselschieber, der sowohl vom Führer als auch selbsttätig durch einen Zentrifugalregulator betätigt wird. Zwei Arten von Lichtbogenzündung sind vorhanden, von denen die eine durch einen Magnetapparat, die andere, die nur als Reserve gedacht ist, von Akkumulatoren gespeist wird. Beide arbeiten vollständig unabhängig voneinander auf getrennte Kerzen, die unmittelbar über den Saugventilen sitzen, wo sich stets frisches, leicht zündungsfähiges Gemisch befindet. Der Magnetapparat wird durch einen Bügel festgehalten und kann durch Lösen einer einzigen Flügelmutter von seinem Sitz entfernt werden. Dieser Sitz ist als Rundfläche ausgebildet, deren Mittellinie mit derjenigen des antreibenden Zahnrades zusammenfällt, sodaß der Magnetapparat sich stets ohne weiteres zentriert. Der Stromunterbrecher für die Akkumulatorenzündung wird von der Auspuffsteuerwelle durch ein Schraubenrad angetrieben. Er steht schräg nach oben und ist also in allen seinen Teilen leicht zugänglich. Die Unterbrecherwelle treibt gleichzeitig durch eine Feder die Zahnradpumpe für die Ölung. Auf die gründliche Ausbildung der Zirkulationsschmierung ist ganz besonders großer Wert gelegt. Das Öl, das sich in der unten am Kurbelgehäuse angebrachten Mulde sammelt, wird von der Ölpumpe

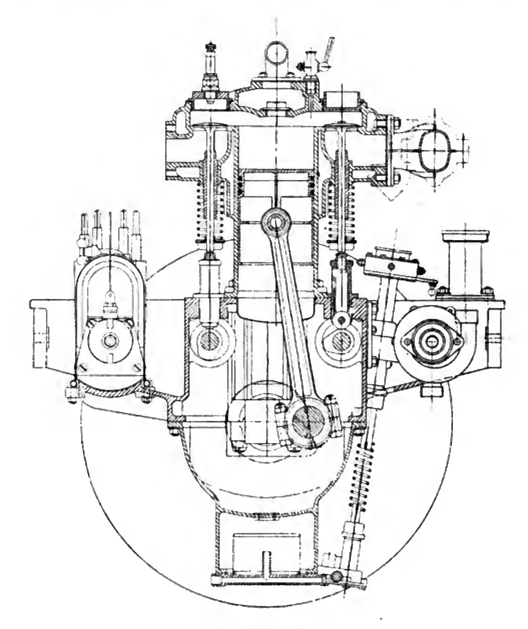
durch ein Reinigungssieb hindurch abgesaugt und in den Verteilungsapparat gedrückt, durchfließt dort Schaugläser und gelangt nach den einzelnen Lagerstellen der Kurbelwelle, Pleuelstangen etc. Das auf dem Verteilungsapparat angebrachte Manometer gestattet jederzeit eine Kontrolle des Druckes in der Ölleitung. Von den Lagerstellen aus fließt das Öl nach dem Unterteil des Kurbelgehäuses, in dem der Ölspiegel durch Abflußstutzen in gleichmäßiger Höhe gehalten wird. Da mehrere



Figur 296.

Scheidewände in das Kurbelgehäuse eingebaut sind, bleibt auch bei Schiefstellung des Motors, beim Bergauf- oder Bergabfahren das konstante Ölniveau gewahrt. Damit das im Kurbelgehäuse herumspritzende Öl nicht in überreichem Maße nach den Zylindern gelangt und Qualmen des Motors hervorruft, ist der Zylinderraum durch besonders ausgebildete Blechkappen von dem Kurbelgehäuse getrennt. Durch dieses gründlich durchgearbeitete System der Ölung wird erreicht, daß der Motor Tourenzahlen von 2200 bis 2400 Touren mit voller Betriebssicherheit auch längere Zeit hindurch aushalten kann.

Auf der Auspuffseite befindet sich noch die Wasserpumpe, eine Zentrifugalpumpe, die das Kühlwasser aus dem Röhrenkühler nach den Zylindermänteln schafft. Unterstützt wird die Wirkung des Kühlers durch den Ventilator und durch das Schwungrad, dessen Speichen als Ventilatorflügel ausgebildet sind. Bei dem Antrieb des Ventilators ist



Figur 297.

hervorzuheben, daß der Flachriemen durch eine Feder stets in gleichmäßiger Spannung gehalten wird.

In derselben Ausführung wie dieser vierzylindrige Motor wird von der Motorenfabrik „Protos“ auch ein 45 PS. Sechszylinder-Motor hergestellt.

Der Bianchi-Motor.

Die Bianchi-Motoren sind ausschließlich vertikaler vierzylindriger Bauart und arbeiten im Viertakt. Die Zylinder sind paarweise zusammengegossen und im vorderen Teile des Chassis der leichten Zugänglichkeit wegen untergebracht. Die Motoren haben folgende Dimensionen:

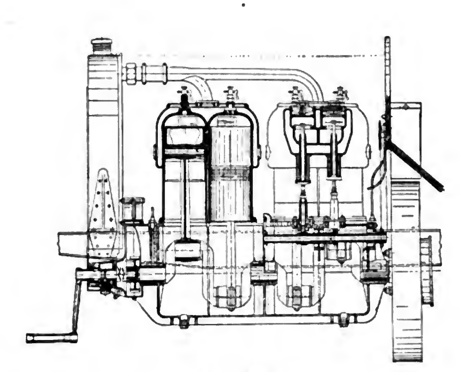
20 PS. 110   130 mm,
40 PS. 130   150 mm,
70 PS. 150   160 mm.

Die normale Tourenzahl beträgt 1000 Umdrehungen pro Minute und die beim Abbremsen erzielten effektiven Pferdestärken sind 32, 50 und 90 PS, bei einer Tourenzahl von 1180 Umdrehungen pro Minute. Die Tourenzahl kann ohne weiteres überschritten werden, denn die Lagerschalen sind aus Spezialmetall hergestellt und gestatten eine große Geschwindigkeit ohne Gefahr für die Abnutzung der Kurbelzapfen und der Reibungsflächen.

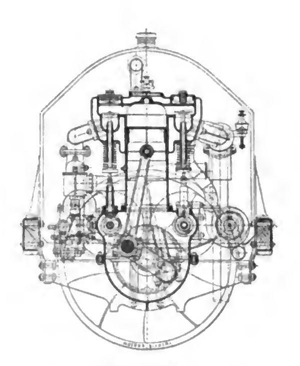
Die Ein- und Auslaßventile sind mechanisch gesteuert, gegenseitig auswechselbar und außerordentlich leicht zugänglich. Abweichend von der allgemein üblichen Konstruktion sind die über den Ventilen sitzenden Butzen, die in den Wassermantel eingeschraubt sind und dazu dienen, mit Hilfe einer Schraubenspindel besondere Deckel, welche die Ventilkammer verschließen, auf ihren Sitzen festzupressen. Die Ventile sind nicht konisch in ihre Sitze eingeschliffen, sondern liegen flach auf denselben auf. Sie laufen mit ihren Ventilspindeln in angegossenen Führungen, die eine reichliche Wasserkühlung erhalten. Die Führungen sind nicht mit besonderen Buchsen versehen. Die Ventilstößel tragen verstellbare Köpfe und laufen mit einer Rolle auf den Nocken. Ihre Führungen, die durch zwei Schrauben auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses festgehalten werden, sind ausgebuchst.

Die Kolben sind gegossen und haben vier Kolbenringe. Der untere Kolbenrand ist nach innen umgebördelt und dient dazu, das umherspritzende Öl aufzufangen und durch Löcher wieder an die Zylinderwand abzugeben. Die Pleuelstangen sind aus Stahl geschmiedet und aus einem Stücke gearbeitet.

Die Nockenwellen sind mit den Nocken nicht aus einem Stück gefertigt, sondern mittelst Keilen mit den Nocken verbunden. Für die Nockenwellen sind besondere Kammern zu beiden Seiten des Kurbelgehäuses vorgesehen, die durch Deckel verschlossen sind. Das Kurbel-



Figur 298.
Vierzylinder-Bianchi-Motor mit symmetrisch angeordneten Ventilen.



Figur 299.
Querschnitt durch denselben Motor.

gehäuse ist in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt. Die Träger des Motors sitzen an dem Unterteil und gehen horizontal nach beiden Seiten. Sie hängen in besonderen Haltern, die durch Bolzen an den Seitenträgern des Wagenuntergestelles befestigt sind. Das Kurbelgehäuse ist durch Rippen versteift. Die Befestigungsbolzen für das mittlere Kurbelwellenlager sind durch das Gehäuse durchgezogen. Die Kurbelwelle ruht auf drei Lagern, da die Zylinder paarweise zusammengegossen sind.

Die Kühlung des Motors erscheint sehr reichlich und der Wassermantel umgibt auch in guter Ausführung sowohl die Ventilführungen wie die Ventilsitze. Die Wasserzuführung erfolgt auf der Seite der Auspuffventile an den Ventilkammern. Die Wasserabführung findet auf der Mitte jedes Zylinderblocks statt, von wo der Abführungsstutzen das Wasser dem Kühler zuführt. Der Wasserraum ist über dem Zylinderkopf, der durch eine Verschraubung verschlossen ist, durch einen Deckel abgedichtet, der gleichzeitig sich über beide Zylinderköpfe erstreckt.

Der Antrieb der Pumpe des Magnetapparates und des Vergasers erfolgt zwangläufig durch Zahnräder, die von den Steuerrädern der Nockenwelle angetrieben werden. Der Vergaser und der Magnetapparat sitzen rechts und die Pumpe sitzt links vom Motor. Die Zündung des Motors erfolgt durch Magnetabreißzündung.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch eine zwangläufig angetriebene Ölpumpe, die das Öl aus einem Ölbehälter zu der am Spritzbrett angebrachten Ölrampe führt, von wo es sich durch Tropföler in die einzelnen Schmierleitungen verteilt. Die Schmierung des Motors erfolgt einesteils durch das im Kurbelkasten umhergeschleuderte Spritzöl sowie ferner durch die erwähnten Schmierleitungen, die die Zylinder und die Motorlager versorgen.

Der Berliet-Motor.

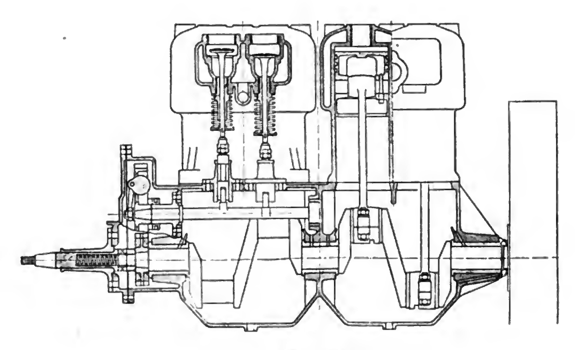
Der Berliet-Motor wird nur als Vier- und Sechszylinder hergestellt, von denen der Vierzylinder im Schnitt dargestellt ist. Die Zylinder sind paarweise in einem Block gegossen. Die Ein- und Auslaßventile haben einen großen Querschnitt und sind zu beiden Seiten des Zylinders angeordnet. Sie werden durch je eine Nockenwelle gesteuert. Die Einführungsöffnungen für die Ventile sind durch eingeschraubte Bronzebuchsen verschlossen, die eine leichte und schnelle Demontage der Ventile gestatten.

Die Pleuelstangen sind im Gesenk geschlagen und doppelt-T-förmig gestaltet. Die Schmierung der Pleuelstange erfolgt durch Nuten, die in die untere Schale des Kopfes eingeschnitten sind und in das Öl des Kurbelgehäuses eintauchen. Die Kurbelwelle ist aus Nickelstahl und wird nach dem Härten geschliffen. Sie ruht in drei langen Lagern von Spezialbronze. Die Nockenwellen, Rollen und Ventilstößel sind aus hartem Stahl gehärtet und geschliffen. Dieser Motor besitzt einen Regulator von großer Empfindlichkeit, der auf dem Steuerrad der Auspuffnockenwelle sitzt und durch einen Hebel auf den Vergaser wirkt.

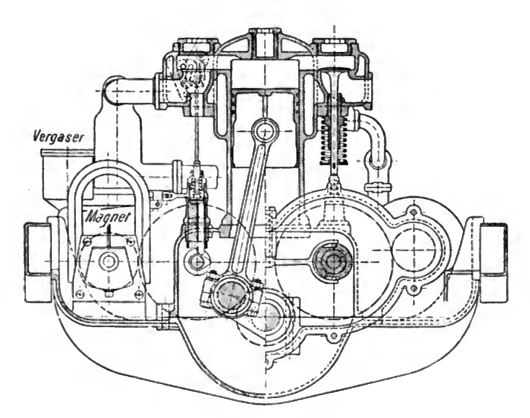
Die Steuerräder für die Nockenwellen und die Zahnräder für den Antrieb der Pumpe und des Magnetapparates sowie der Regulator sind vorn am Motor in ein staub- und öldichtes Gehäuse eingeschlossen.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle horizontal geteilt. Die Träger zum Aufhängen des Motors sind an dem unteren Gehäuseteil angegossen. Sie sind untereinander durch eine mitangegossene Plattform verbunden, auf welcher die Pumpe, der Magnetapparat und der Vergaser montiert sind und die gleichzeitig diese Teile vor Staub und Straßenschmutz schützt. Der Vergaser und der Magnetapparat rechts am Motor, während die Pumpe links angesetzt ist.

Die Ventile laufen mit ihrer Spindel in einer besonders in die Ventilkammer eingeschraubten langen Führung. Die Ventilfedern sind zylindrisch und ruhen auf Federtellern. Die Ventilstößel laufen in Führungen, die durch zwei Schrauben auf dem Gehäuse festgehalten werden, und tragen an ihrem unteren Ende eine in einer Gabel laufende Rolle, die auf der Nockenwelle abrollt. Das obere Ende der Stößel trägt einen aufgeschraubten Kopf, der durch eine Gegenmutter gesichert wird und zum Nachstellen des Ventilhubes dient.



Figur 300.



Figur 301.

Die Schmierung der Lager der Kurbelwelle wird aus dem Kurbelgehäuse durch Spritzölung besorgt. Das Öl sammelt sich in angegossenen Näpfen, die am Gehäuse über dem Lager sich befinden und läuft von da durch Kanäle in die Lager. Ein Spritzring vor dem Schwungrad schleudert das durchlaufende Öl ab, das durch einen Rücklaufkanal wieder in den Kurbelkasten hineinläuft.

Die Ankurbelung für den Motor ist in einem Ansatz des Gehäuses eingebaut, und geht ihre zweckmäßige Konstruktion aus der Zeichnung des Längsschnittes hervor. Bei der Konstruktion des Gehäuses sowie der Zylinder ist auf einfache und schnelle Montage Rücksicht genommen.

Zur Verringerung des schädlichen Raumes über dem Kolben ist der Kopf des Zylinders nach dem Innenraum zu etwas verdickt. Die Ein- und Auslaßkanäle für die Gase bieten diesen beim Ein- und Ausströmen infolge ihrer zweckmäßigen Konstruktion und großen Weite geringsten Widerstand.

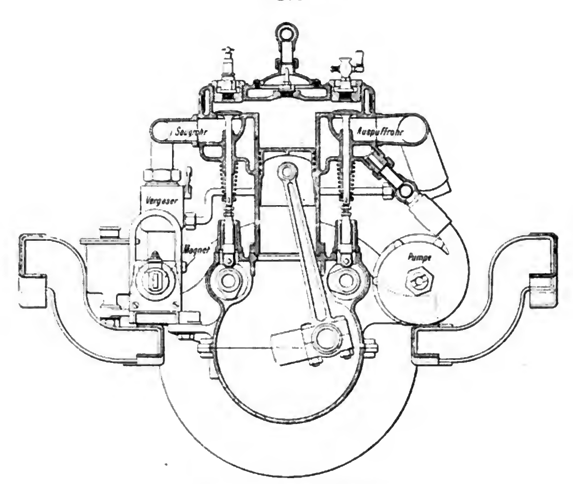
Der Bayard-Clément-Motor.

Der Bayard-Clément-Motor gehört zu den Motoren mit getrennten Zylindern. Er leistet bei einer Bohrung von 100 mm und einem Hub von 140 mm bei 1000 Touren 25 Pferdestärken und bei 1200 Touren 30 Pferdestärken. Seine Zylinder sind mit den Ventilkammern und dem Wassermantel aus einem Stück gegossen und zwar geht der letztere bis zur halben Höhe des Zylinders herunter. Der Wasserraum wird oben durch einen großen Bronzedeckel verschlossen, der auch die bequeme Reinigung der Zylinderwände von Kesselstein gestattet.

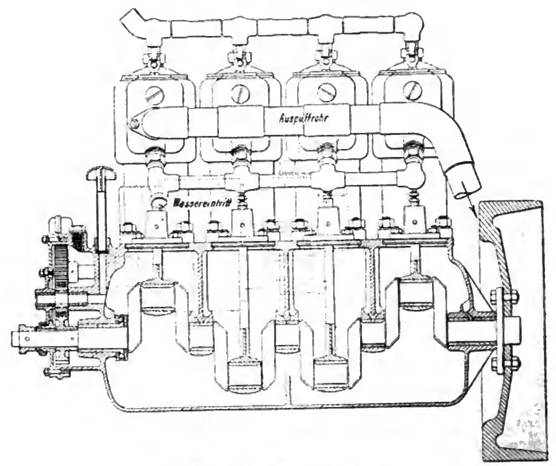
Die Ventile sitzen symmetrisch zu beiden Seiten des Zylinders und sind gegenseitig auswechselbar. Die Einlaßventile befinden sich rechts und die Auslaßventile links vom Motor. Die Einführungsöffnungen über den Ventilsitzen sind durch zylindrische Butzen verschraubt, in denen über den Ansaugventilen die Zündkerzen und über den Auspuffventilen die Kompressionshähne eingeschraubt sind. Die Nockenwellen für die Ventile sind im Oberteil des Gehäuses gelagert, und betätigen diese durch Rollen und Stößel, die durch die Nocken gehoben werden. Die Ventilstößel tragen auf dem oberen Ende verstellbare Köpfe, die durch Gegenmuttern gesichert werden. Die Ventilfedern sind konisch und ruhen in Federtellern, die durch Keile auf der Ventilspindel festgehalten werden. Die Spindeln sind beim Übergang in den Ventilteller gut verstärkt und laufen in langen Führungen ohne Buchsen. Die Kühlung der Ventilführung und Ventilkammern ist eine sehr gute.

Die Wasserzuführung von der Pumpe erfolgt direkt in die Kammer der Auspuffventile, sodaß also die heißesten Teile immer das frischeste und kühlste Wasser erhalten, ein Vorzug, der ohne weiteres einleuchtet. Die Wasserabführung erfolgt über der Zylindermitte, wo die Bronzedeckel den Stutzen für die Wasserabführung tragen. Die Führungen für die Ventilspindeln sind einzeln mittelst zweier Schrauben auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses aufgeschraubt. Die Steuerräder für die Nockenwellen sitzen an der Vorderseite des Motors und sind öl- und staubdicht eingekapselt. Hier befindet sich auch der Zentrifugalregulator, welcher die Saugleitung drosselt.

Die Kolben haben drei schmälere und einen tiefer liegenden breiteren Kolbenring, der über die Öffnungen für den Kolbenbolzen läuft und ein Heraustreten des letzteren verhindert. Die Pleuelstangen sind



Figur 302. Bayard-Clement.



Figur 303. Bayard-Clement.

aus Stahl und leicht gehärtet. Das den Kolbenbolzen umfassende Ende ist ungeteilt und nur durchbohrt und ausgebuchst. Die Buchse ist aus Phosphorbronze. Der Pleuelstangenkopf ist in der Mitte des Kurbelzapfens geteilt und gleichfalls mit einem Bronzelager umgeben. Die Muttern der Pleuelstangenbolzen weisen nach unten, um beim Abnehmen des Gehäuseunterteils ein leichtes Nachziehen der Kopflager zu ermöglichen. Die Kurbelwelle ruht auf fünf Lagern, von denen die drei mittelsten mit dem Oberteil des Kurbelgehäuses zusammengegossen sind und beim Abnehmen des Unterteils die Kurbelwelle festhalten. Es sind die beiden inneren und die beiden äußeren Kurbeln gleich gerichtet, wie dies bei der weitaus großen Mehrzahl aller modernen Vierzylindermotoren der Fall ist. Am vorderen Ende der Kurbelwelle beim Zapfenlager befindet sich ein Kugelspurlager zur Aufnahme des Kupplungsdruckes.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt. Das Unterteil, welches nicht zur Aufnahme der Reaktion des Explosionsdruckes beansprucht wird, ist in der Mitte durch eine niedrige Zwischenwand geteilt, um durch diese Versteifung gleichzeitig zwei getrennte Kammern für das Ölbad zu erhalten. Die Tragarme für den Motor sind am Gehäuseoberteil angegossen, an welchem sich auch angegossene Plattformen zur Aufnahme des Vergasers, des Magnetapparates und der Wasserpumpe befinden. Pumpe und Magnetapparat werden mit ihren Antriebswellen durch Oldhamsche Gelenke gekuppelt. Die Träger des Motors ruhen wieder mittelst besonderer Tragarme in den Seitenträgern des Wagenrahmens.

Die Zündung des Motors erfolgt durch einen Magnetapparat mit Kerzenzündung.

Auf dem Schwungrad des Motors befinden sich Marken für die Zeitpunkte der Öffnung des Saugventils, des Auspuffventils und ebenso für den Zeitpunkt des Schließens dieser Ventile. Hierdurch wird die Einstellung der Ventile und der Zündung nach einer eventuellen Reinigung des Motors oder dem Einschleifen der Ventile bedeutend erleichtert.

———

Der Delaunay-Belleville-Motor.

Der 40/45 PS.-Motor von Delaunay-Belleville hat 130 mm Bohrung und 140 mm Hub. Er hat vier einzeln stehende Zylinder mit symmetrisch auf beiden Seiten des Motors liegenden Ventilen.

Die Nockenwelle für die Saugventile trägt auch gleichzeitig die Nocken für die Abreißzündung, während die auf der anderen Seite des Motors liegende Nockenwelle für die Auspuffventile keinen weiteren Zweck hat. Beide Wellen besorgen noch den Antrieb des Magnetapparates, der auf der Vergaserseite steht, und der Wasserpumpe, die sich auf der Auspuffseite befindet. Die Ventile sind untereinander auswechselbar. Die Kolben sind sehr leicht und die Wandstärke der Zylinderwände ist oben etwas größer wie unten. An diesem Motor sind außer dieser Besonderheit noch einige interessante Details zu konstatieren, die zeigen, daß sein Konstrukteur sehr geistreich vorgegangen ist.

Die Pleuelstangen haben nicht die gewöhnliche Doppel-T-Form, sondern sie sind hohl und von einer außerordentlichen Leichtigkeit. Wir werden weiterhin noch Gelegenheit haben, das Schmiersystem besonders zu betrachten.

Ein Zentrifugal-Kugelregulator, der in demselben Gehäuse wie die Steuerräder untergebracht ist, wirkt im Vergaser auf einen Rundschieber, dessen Form so berechnet ist, daß der angesaugte Gasstrom allmählich zunimmt. Diese besondere kegelförmig zulaufende Form des Schiebers bewirkt eine große Elastizität im Gange des Motors.

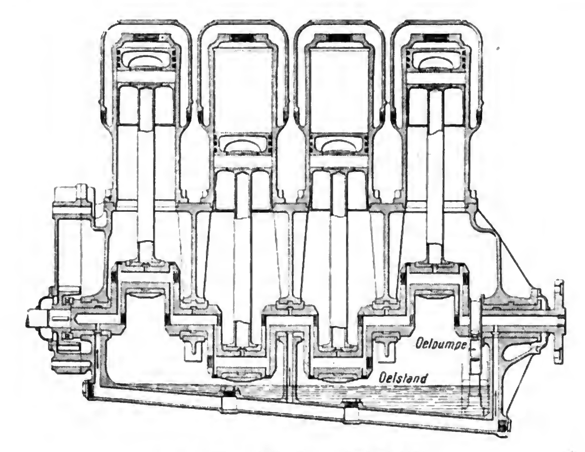
Der Ventilhub ist von außen durch Verschiebung der Nockenwellen verstellbar und sind die Ventile mit zylindrischen Federn versehen. Die Ventilstößel tragen Stellköpfe zur Nachregulierung des Ventilhubs. Die Führungen für die Stößel werden in das Gehäuse im Oberteil eingeschraubt.

Die Zündflanschen sitzen seitlich neben dem Einlaßkanal an den Zylindern. Der Verschluß der Zylinderköpfe erfolgt durch eingeschraubte Butzen, welche gleichzeitig zum Festhalten der Deckel für den Wassermantel dienen. Die Zylinder sind mit dem Wassermantel in einem Stück gegossen. Sie sind mit einem Ansatz in das Kurbelgehäuse eingesetzt, um eine gute Zentrierung zu erreichen, und sind an ihrem unteren Ende etwas abgeschrägt zur Erleichterung der Einführung des Kolbens. Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte geteilt und besteht aus

einem Oberteil und einem Unterteil. Beide werden durch Schrauben zusammengehalten.

Die Kurbelwelle ist in fünf Lagern gelagert, von denen zwei durch Rippenstücke direkt am Oberteil sitzen, während das mittelste und die beiden äußeren vom Ober- und Unterteil zusammen gebildet werden.

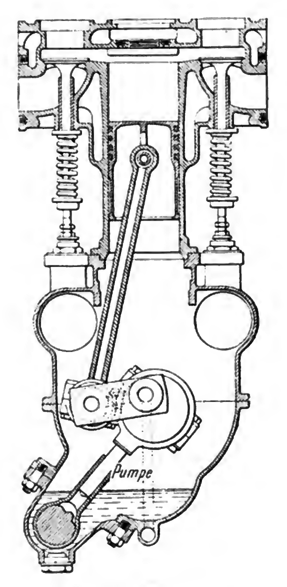
Das Unterteil ist besonders ausgebildet, um die Schmierung des Motors zwangläufig durchzuführen. Man weiß, daß die gegenwärtigen Explosionsmotoren gewissermaßen von außen geschmiert werden. Der Kopf der Pleuelstange schlägt in das Öl des Kurbelgehäuses und spritzt es nach allen Richtungen umher. Hierdurch gelangt das Öl auf alle



Figur 304. Delaunay-Belleville-Motor.

in Bewegung befindlichen Teile und schmiert dieselben, indem es die Oberfläche des Teiles bedeckt und so in zu diesem Zweck angebrachte Öffnungen eindringt und nun den sich drehenden Teil, die Zapfen und Lagerschalen, mit Hilfe der Schmiernuten benetzt. Es wird häufig in seiner Wirkung noch durch die Zentrifugalkraft unterstützt. Bei den Delaunay-Belleville-Motoren ist nun die Schmierung umgekehrt. Die Kurbelwelle und ihre Lager werden von innen nach außen geschmiert. Die Kurbelwelle ist hohl und besitzt Kanäle, durch die das Öl zirkuliert und zwar nicht infolge der Einwirkung der Zentrifugalkraft oder seiner Schwere, sondern zwangläufig durch die Wirkung einer Kolbenpumpe. Diese Pumpe ist auf der Innenseite des Kurbelgehäuses vor dem

Schwungradlager untergebracht und zwar wird der Kolben durch einen auf der Kurbelwelle sitzenden Exzenter auf- und niedergestoßen. Das Öl wird an dieser tiefsten Stelle des Kurbelgehäuses angesaugt und durch einen Kanal, der unten in dem unteren Gehäuseteil eingegossen ist, und drei nach oben führende Abzweigungen desselben in der Richtung der Pfeile zwangläufig in die drei Hauptlager der Kurbelwelle geführt. Wie aus dem Schnitt des Motors zu ersehen ist, besitzt die



Figur 305. Delaunay.

Lagerschale jedes Lagers eine Ringnut, in welche der erwähnte Ölzuführungskanal einmündet. Die Kurbelwelle besitzt eine entsprechende Bohrung, durch welche das Öl aus dieser Nut infolge des Pumpendruckes ständig in die hohle Kolbenwelle hineingedrückt wird. Durch den Druck der Pumpe wird die Welle innen mit Öl erfüllt und das Öl tritt durch ebensolche eingebohrten Löcher in die Pleuelstangenköpfe und die beiden andern Kurbelwellenlager, die ebenfalls mit einer Ringnut versehen sind. Hierdurch wird eine sehr reichliche Schmierung bewirkt.

Der Apparat ist schematisch in der Abbildung 305 dargestellt. Man sieht den Kolben der Ölpumpe und den Pleuelstangenkopf. Durch einen Exzenter wird nicht nur der Kolben hin- und herbewegt, sondern auch der Pumpenkörper, in welchem der Kolben gleitet, hin- und hergeschwungen, so daß er abwechselnd die Einströmöffnung oder die Abschlußöffnung für das Öl freilegt, das auf diese Weise eingesogen und in die Schmierleitung weitergedrückt wird. Die Ölpumpe ist mit einem Manometer und einem Ölbehälter von 8 bis 10 Liter Inhalt verbunden. Diese Schmiervorrichtung wurde der Firma Delaunay-Belleville im Jahre 1897 für schnelllaufende Schiffsdampfmaschinen patentiert, wo sie sich sehr gut bewährt hat.

Der Eudelin-Motor.

Der Motor Eudelin ist vierzylindrig und stammt aus den Werkstätten von Baricand und Marre. Die Zylinder sind einzeln gegossen, um einen etwaigen Ersatz eines Zylinders weniger kostspielig zu machen und eine regelmäßigere Ausdehnung jedes einzelnen zu gestatten. Sie sind mit ihrem Wassermantel in einem Stück gegossen, besitzen aber an den Querseiten große Öffnungen, die mit Metalldeckeln verschlossen sind. Diese Anordnung erleichtert zweifellos den Guß der Zylinder, dürfte aber, namentlich auch wegen der zwischen den verschiedenen Metallen durch Elektrolyse auftretenden Korrosion nicht empfehlenswert sein; es sei denn, daß ein isolierendes Dichtungsmittel gebraucht wird.

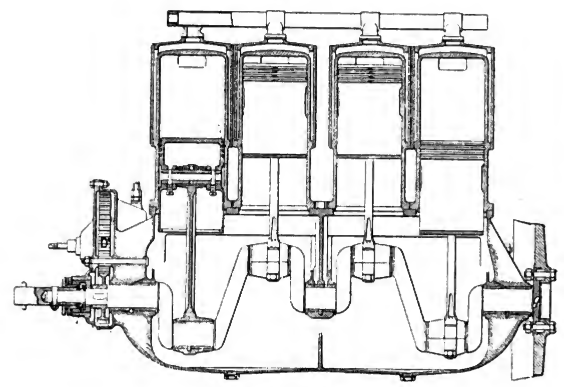
Wie aus dem Längsschnitt hervorgeht, sind die Wasserdurchlässe an den Seiten, wo die Zylinder aneinanderstoßen, bezw. diese Verschlußklappen tragen, so eng, daß die Kühlfähigkeit sehr bald durch Ansetzen von Kesselstein beeinträchtigt werden dürfte.

Die Ein- und Auslaßventile sind zwangläufig gesteuert und gegenseitig auswechselbar, wie bei jedem modernen Motor. Der Verschluß der Einführungsöffnungen über dem Ventil erfolgt auch hier durch eingeschraubte Buchsen.

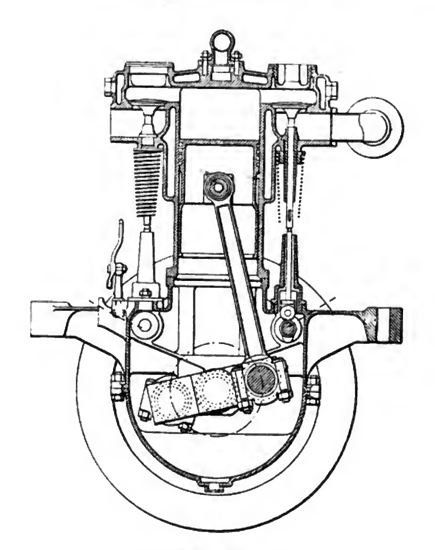
Die Kolben sind gegossen und ziemlich lang, um eine gute Führung zu ermöglichen und ziemlich leicht gehalten, um ihre Trägheit zu vermindern. Sie tragen vier Ringe und sind im Ölbade in die Zylinder eingeschliffen. Die Pleuelstangen sind aus Stahl in Doppel-T form im Gesenk geschlagen. Die Kurbelwelle ruht auf drei Gleitlagern.

Das Kurbelgehäuse ist in der Höhe der Kurbelmitte geteilt. Am Oberteil des Gehäuses sind die Tragarme angegossen, die zur Aufhängung des Motors an den Längsträgern dienen. Die Lager der Kurbelwelle werden lediglich von der Versteifung des oberen Gehäuseteils getragen, sodaß der untere Teil des Kurbelgehäuses jederzeit zur Besichtigung oder zum Nachstellen der Pleuelstangenköpfe abgenommen werden kann. Die Verbindungsbolzen der Pleuelstangenköpfe sind zu diesem Zweck mit ihren Muttern nach unten eingesetzt.

Die Nockenwellen sind aus gehärtetem Stahl und nach der Härtung geschliffen. Sie sind aus einem Stück hergestellt, sodaß die besondere Befestigung der Nocken mittels Keilen oder Stiften vermieden wird, die bei dauerndem Gebrauch doch anfangen, Spiel zu zeigen. Die Steuerräder für die beiden Nockenwellen an jeder Seite des Motors sowie die

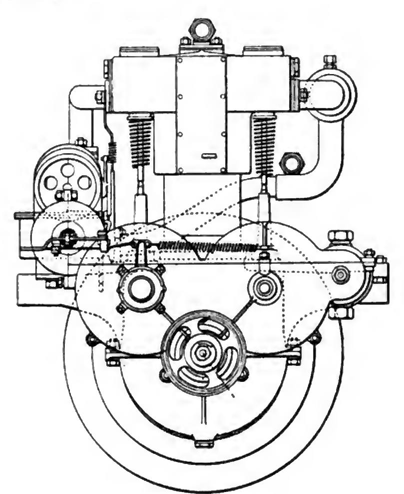


Figur 306. Eudelin.



Figur 307. Eudelin.

Zahnräder für den zwangläufigen Antrieb des Magnetapparates und der Wasserpumpe befinden sich am vorderen Ende des Motors und sind staub- und öldicht eingekapselt. Die Schmierung der Pleuelstangenköpfe und der Kurbelwellenlager erfolgt durch das umherspritzende Öl, das sich über der Kurbelwelle in den an der Gehäusewand angegossenen Näpfen sammelt und zu den Lagern fließt. Bei den Pleuelstangenköpfen tragen die Pleuelstangen, wie in der Zeichnung des Längsschnittes ersichtlich, napfartige Aushöhlungen, in denen sich das Öl fängt und durch Kanäle zum Lager gelangt.



Figur 308. Eudelin.

Die Ventile des Motors haben großen Querschnitt und sitzen in langen Führungen, die von oben in die Ventilkammer bezw. in ihren Sitz eingeführt und von unten durch eine Mutter festgezogen werden. Die Ventilfedern sind konisch gestaltet und mit ihrem unteren Ende durch ein Loch in der Ventilspindel gesteckt. Der Ventilstößel ist nicht nachstellbar und läuft in einer langen Führung, die durch zwei seitliche Schrauben auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses festgehalten wird. Am unteren Ende des Stößels findet sich die Gabel mit der Rolle, die sich auf der Nockenwelle abwälzt.

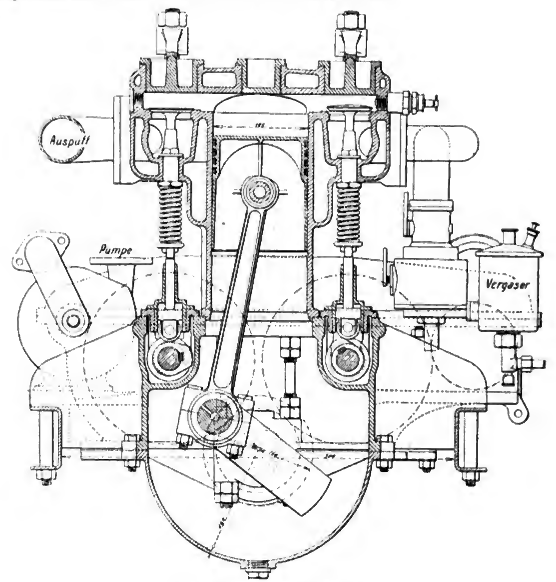
Der Gillet-Forest-Motor.

Die Abbildung 309 ist ein Schnitt durch den Motor der Firma Gillet-Forest. Er entwickelt bei einer Abmessung von 122 mal 140 mm und 1000 Touren etwa 25 und bei 1300 Touren 32 Pferdestärken.

Die Zylinder sind paarweise zusammengegossen. Der Wassermantel ist angegossen und besitzt nicht einen besonderen Deckel über dem Zylinder, sondern die Öffnung des Zylinderkopfes ist durch den Wassermantel hindurchgeführt und wird durch einen bis zur Explosionskammer gehenden zylindrischen eingeschraubten Butzen verschlossen. Die Öffnungen über den Ventilen werden durch eingeschliffene Butzen verschlossen, von denen je zwei durch einen gemeinsamen Bügel und eine Schraube festgehalten werden. Die Ventile sind breit gehalten und gegenseitig auswechselbar. Ihre Führungen sind von oben her in die Ventilkammer eingesteckt und werden von unten durch aufgeschraubte Muttern festgehalten. Sie sind reichlich gekühlt. Die Führung umkleidet fast die ganze Ventilspindel. Die Befestigung der zylindrischen Ventilfeder ist die übliche durch Federteller und Keil. Die Ventilstößel zeigen die neuerdings fast allgemein übliche Anordnung mit Gabel und Rolle. Die Nockenwellen liegen parallel zur Kurbelwelle in zwei besonderen Kammern des Oberteils des Kurbelgehäuses und die zu ihrem Antrieb dienenden Steuerräder befinden sich staub- und öldicht in einem vorn am Motor befindlichen Zahnrädergehäuse eingekapselt. Die Zahnräder der Nockenwelle treiben zwangläufig durch weitere Zahnräder den Magnetapparat und die Pumpe an. Die Pumpe liegt auf der linken Seite des Motors, während sich rechts der Vergaser und der Magnetapparat befindet. Die Nockenwellen sind mit den Nocken nicht aus einem Stück gefertigt, sondern letztere sind mittelst Keilen auf die Nockenwellen aufgesetzt. Die Kammern für die Nockenwellen sind oben durch besondere Deckel geschlossen, in denen wieder die Führungen für die Ventilstößel sitzen. Die Führungen werden zu je zweien durch eine zwischen ihnen befindliche Bolzenschraube und einen gemeinsamen mit gabelförmigen Enden versehenen Bügel auf ihrem Sitz festgehalten.

Die Kurbelwelle ist durchbohrt, um das Öl den Kurbelwellenlagern und den Lagern in den Pleuelstangenköpfen besser zuzuführen. Sie ruht auf drei Lagern, von denen das mittelste an dem Oberteil des Kurbelgehäuses hängt, das in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt ist.

Das Unterteil des Kurbelgehäuses wird nicht beansprucht und ist infolgedessen schwächer gehalten. Es besitzt nur 5 mm Wandstärke. Rippenwände teilen es in entsprechende Kammern, sodaß die Pleuelstangenköpfe auch beim Befahren von Steigungen oder Gefällen genügend Öl erhalten. Am Oberteil des Kurbelgehäuses sind gleichzeitig die Tragarme des Motors angegossen, die nicht direkt an den Seitenträgern des Wagenrahmens, sondern auf einem besonders eingebauten Hilfsrahmen ruhen. Die Konsolen für die Pumpe, den Vergaser und den Magnetapparat sind auch am Oberteil angegossen.



Figur 309. Gillet-Forest.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad und besondere Schmierleitungen, die zum Zylinder, zur Kurbelwelle und zu den Nockenwellen führen. Im Zylinder befindet sich eine ringsum laufende Nut, in welcher sich immer etwas Öl sammelt, das sich dann auf den Kolben gleichmäßig verteilt. Wie ersichtlich, besitzt dieser Motor nur wenig Teile und ist robust und einfach gebaut. Seine Herstellung dürfte billig sein.

Der Guillierme-Motor.

Der Motor Guillierme ist von dem Konstrukteur Algrin konstruiert und entwickelt bei 80 mm Bohrung und 120 mm Hub 15/17 Pferdestärken. Alle vier Zylinder des Motors sind in einem Block gegossen. Der Einblockmotor-Typ wird von einigen französischen Firmen für Stadtwagen und Droschken gern benutzt. Zur Verbilligung der Herstellung und Vereinfachung der ganzen Konstruktion sind die Einlaßventile automatisch und liegen über den Auspuffventilen.

Die Führungen für die Auspuffventile sind von unten in die Auspuffventilkammern eingeschraubt. Die Ventilfedern sitzen auf Tellern. Die Stößel bestehen aus zwei Teilen, von denen der untere die Gabel mit der Rolle für den Nocken und der darübergeschobene obere Teil eine Stellschraube mit Gegenmutter zum Nachstellen des Ventilhubes trägt. Zwischen beiden ist eine Feder eingeschaltet, die für den dauernden Kontakt beider Teile mit der Ventilspindel und dem Nocken sorgt. Das Führungsrohr für beide Teile ist mittels eines Flansches und zweier Schrauben auf dem Kurbelgehäuse verschraubt. Die Steuerungsräder für die Ventile sind eingekapselt und befinden sich an der vorderen Seite des Motors. Von ihnen aus wird auch der Magnetapparat und die Wasserpumpe angetrieben.

Die Einlaßventile werden mit ihren Sitzen durch die Glocken festgeklemmt, die mittels der Deckelschrauben angeklemmt werden. Die Deckel werden auch eingeschraubt.

An der Längseite der Zylinder befinden sich drei und an den Schmalseiten je ein Deckel zum Reinigen des Wassermantels. Der vorderste dieser Deckel trägt auch die Welle für den Ventilator. Der obere Deckel für den Wasserraum ist gesondert aufgesetzt und wird durch die Butzen, welche die Zylinder nach oben verschließen, festgehalten. Er ist nach der Mitte zu ansteigend gewölbt und trägt dort das Wasserabführungsrohr.

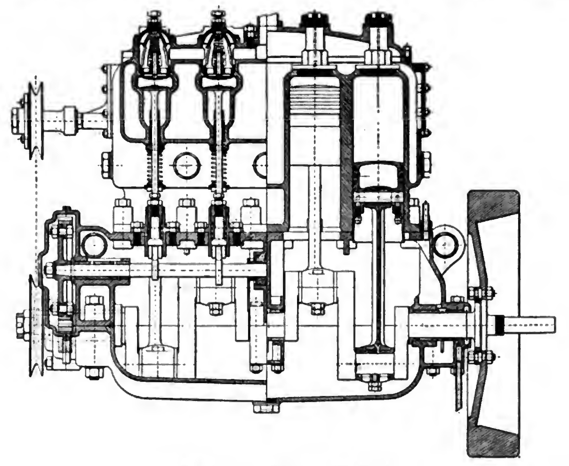
Das Kurbelgehäuse ist in der Höhe der Kurbelmitte horizontal geteilt und enthält drei Lager für die Kurbelwelle, von denen das mittelste in der Mittelversteifung des Gehäuseoberteils sitzt. Das Unterteil des Kurbelkastens kann also abgenommen werden, ohne daß die Kurbelwelle ausgebaut zu werden braucht. Die Aufhängung des Motors wird in etwas anderer Weise bewirkt, wie üblich, nämlich durch zwei Rohre, die durch im Oberteil des Gehäuses vorgesehene Öffnungen gesteckt werden, und an den Seitenträgern des Rahmens in kurzen

Flanschenstutzen gelagert sind. Der Motor wird auf den Rohren durch Klemmschrauben festgehalten.

Der Magnetapparat und die Wasser- und Ölpumpe befinden sich auf der linken Seite des Motors, während der Vergaser sich auf der rechten Seite befindet.

Die Kerzen für die Hochspannungszündung sind von der Seite eingesetzt, sodaß sich die Elektroden zwischen Saugventil und Auspuffventil befinden und auch kräftig von den frischen Gasen bespült werden.

Die Schmierung der Kolben erfolgt durch das Spritzöl aus dem Gehäuse, von wo aus auch die Kurbelwelle geschmiert wird. Eine



Figur 310. Guillierme-Motor.

zwangläufig angetriebene Ölpumpe besorgt den Umtrieb und die frische Zufuhr des Öles. Die drei Kurbelwellenlager sind als Ringschmierlager ausgebildet mit in dem Gehäuseunterteil eingegossenen Schmiernäpfen. Die Pleuelstangen haben Aussparungen zum Auffangen des Öles und die unteren Schalen der Pleuelstangenköpfe besitzen Aussparungen, damit das Öl direkt an die Kurbelzapfen heran kann. Auch die Nockenwelle wird an ihren verschiedenen Lagern durch Auffangenäpfe mit Öl versorgt. Das bei den Außenlagern heraustretende Öl wird durch Spritzringe von der Kurbelwelle abgeschleudert und fließt durch einen Kanal und eine Rohrleitung in den Ölbehälter zurück.

Der Hautier-Motor.

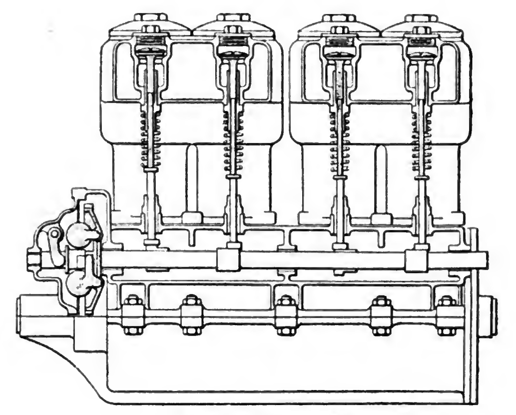
Der 16/20 pferdige Motor Hautier hat vier paarweise zusammengegossene Zylinder von 100 mm Bohrung und 115 mm Hub. Die Ein- und Auslaßventile sind vollkommen gleich und gegenseitig auswechselbar.

Die Einlaßventile sitzen rechts, die Auslaßventile links von den Zylindern. Die Steuerungsräder für die Nockenwellen sind sämtlich staub- und öldicht eingekapselt. Auf der Nockenwelle sitzen neben den Nocken für die Einlaßventile auch die für die Abreißzündung, und zwar wirken die Nocken auf den Ventilstößel bezw. das Abreißgestänge durch Vermittlung von Hämmern. Für die Abreißzündung hebt der Nocken einen Hammer, der in den Ausschnitt der Nocke hineinfällt und zwar je nach seiner Stellung früher oder später. Die Regulierung der Früh- oder Spätzündung erfolgt durch den Winkelhebel, der den Hammer horizontal verschiebt.

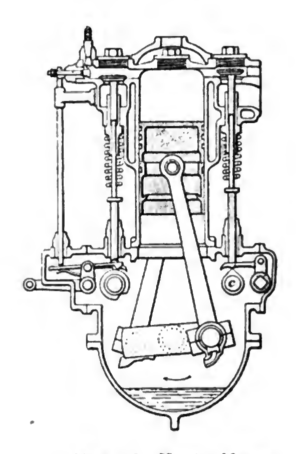
Was die Nockenwelle für die Einlaßventile betrifft, so öffnet sie diese auch mit Hilfe des Hammers, der ebenso gestaltet ist, wie der auf der anderen Seite liegende Hammer für die Auspuffventile. Die Verstellung des Hammers auf den Nocken wird durch einen Regulator in der Weise besorgt, daß der Augenblick der Öffnung des Ventils sich der gewünschten Verlangsamung entsprechend verändert, daß aber der Moment des Schließens immer derselbe bleibt. Der Regulator besteht aus zwei Kugeln, die auf dem Steuerrad der Auspuffnockenwelle sitzen und einen Ring zurückdrücken, der mittels Nut und Federn auf der Nockenwelle verschiebbar ist. Dieser Ring betätigt eine Gabel, die den Hebel anhebt und somit den Hammer über den Nocken vorschiebt. Da der Hammer verschiedene Stärke hat, so ändert sich auch entsprechend der Hub des Ventils.

Die Schmierung der Pleuelstangenköpfe ist insofern nicht uninteressant, als der hohle Fortsatz der unteren Lagerschale des Pleuelstangenkopfes beim Laufe des Motors das Öl schöpfen und gegen den Kurbelzapfen führen soll, ein Prinzip, das an sich, wenn der Zuführungs-Kanal weit genug gewählt ist, nicht von schlechter Wirkung sein mag.

Eine ringförmige Aussparung in der Lagerschale selbst, rings um die Zuführungsöffnung, dient zur Aufspeicherung eines gewissen Quantums Öl, sodaß nur eine geringe Zuführung weiterer Mengen durch den



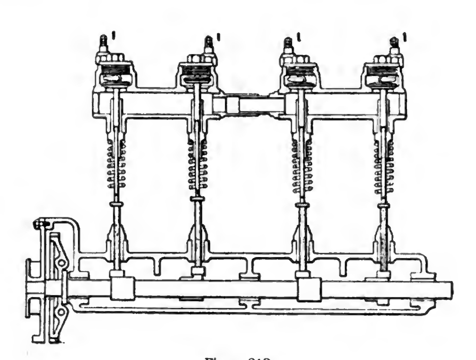
Figur 311. Hautier-Motor.



Figur 312. Hautier-Motor.

Schöpfansatz notwendig ist, um eine gute Schmierung des Kurbelzapfens zu erreichen.

Auch der Kolben zeigt eine Anordnung zur Sicherung einer besseren Schmierung. Im Kolben ist ein ringförmiger Ansatz angedreht, in welchem sich das Öl, welches an der Innenwand des Kolbens herunterfließt, sammeln kann, und von da aus durch die Löcher zwischen Kolben und Zylinderwand auszutreten. Diese Anordnung erscheint ganz zweckmäßig. Der Kolben besitzt vier Kolbenringe, von denen der unterste über die Öffnung für den Kolbenbolzen gelegt ist, um ein Heraustreten desselben zu verhindern.



Figur 313.
Ventilhubregulierung des Hautier-Motors.

Der Mors-Motor.

Der in Abbildung 314 dargestellte Mors-Motor hat 108 mm Bohrung und 150 mm Hub. Er leistet bei 1000 Touren 28 PS. und bei 1300 Touren 36 PS.

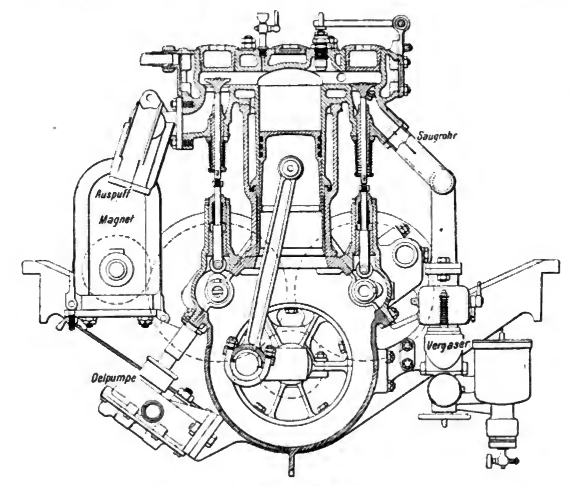
Die Ventile sitzen symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder und zwar befinden sich rechts die Ansaugventile und links die Auspuffventile. Beide werden zwangläufig von unten durch je eine Nockenwelle gesteuert. Ihr Querschnitt ist im Verhältnis zum Zylindervolumen nicht groß, sie haben daher einen relativ hohen Hub erhalten. Sie sind gegenseitig auswechselbar und werden durch Ventilstößel gehoben, deren Köpfe nachregulierbar sind. Die Stößel tragen am unteren Ende Rollen, welche auf den Nocken laufen. Die Ventilspindel läuft in einer Führung, die von oben in die Ventilkammer hineingesteckt und unten durch eine Mutter festgespannt wird. Die Ventilfedern sind bei den Aussaugventilen konisch. Die Stößel laufen in besonderen Buchsen, die in die Führungen eingesetzt sind. Besondere schwache Federn dienen dazu, die Ventilstößel herunterzudrücken.

Bemerkenswert ist die Konstruktion des Zylinders und Wassermantels, die in ihrer Kompliziertheit wenig Nachahmer finden dürfte. Der Zylinder und der Wassermantel sind nicht aus einem Stück gegossen, sondern der Zylinder trägt oben einen mit ihm zusammengegossenen den Explosionsraum und die gegenüberliegenden Gaskanäle umgebenden Wassermantel. Die Ventilsitze werden von diesem Wassermantel mitgekühlt, dagegen erhalten die Ventilspindeln und ihre Führungen keine Wasserkühlung. Der den Zylinder umgebende Teil des Wassermantels ist besonders gegossen und in ihm ist der Zylinder, dessen Wandstärke sich nach unten verjüngt, hineingeschoben und festgeschraubt. Zur Abdichtung dient eine im Innenraum des Wassermantels unten befindliche Ringnute, in welche sich ein entsprechender Ansatzring des Zylinders legt. Zur Dichtung dient ein Dichtungsmaterial.

Die Öffnungen über den Ventilen werden durch eingeschraubte zylindrische Butzen verschlossen. Der Kompressionshahn sitzt seitlich auf dem Zylinder und steht durch eine besondere Bohrung mit dem Innenraum des Zylinders in Verbindung. Ihm gegenüber ist der Zündstift für die Abreißzündung eingeschraubt, unterhalb dessen das Loch für die Welle des Abschlaghebels ersichtlich ist.

Der Wasserraum ist an den Seiten der Saugventile durch Deckel verschlossen, die eine Reinigung von Kesselstein und Schlamm gestatten.

Die Konstruktion des Zylinderkopfes erscheint nicht einheitlich und ist infolge der teuren Herstellung des Zylinders nicht zu empfehlen. Die Konstruktion hat unbestritten den Vorteil, daß die Zylinderwand überall gleiche Stärke erhält, da sie sowohl außen wie innen abgedreht wird und sich die Zusammenziehung und Ausdehnung der Zylinderwand auf ihrer ganzen Länge gleichmäßig vollzieht. Dieser Vorteil ist aber



Figur 314. Mors-Motor.

mehr theoretischer Natur und erscheint durch die komplizierte Konstruktion zu teuer erkauft. Tausende von Motoren ohne diese spezielle Ausführung laufen seit Jahren zur größten Zufriedenheit und es ist nicht ersichtlich, weshalb die Konstruktion so kompliziert gestaltet werden soll, da die Komplikation keinerlei merkbare Vorteile wie verbesserten thermischen Wirkungsgrad, verringerten Brennstoffkonsum oder dergleichen mit sich bringt.

Bemerkenswert ist an dem Motor auch die Bauart des Kurbelgehäuses. Das Kurbelgehäuse ist nicht geteilt und trägt eine mittlere Zwischenwand, in die das mittelste Kurbelwellenlager in der Weise eingebaut ist, wie es die Zeichnung erkennen läßt. Es wird eine zweiteilige Speichenscheibe, in deren Nabe sich das Lager befindet, in die Zwischen-

wand eingesetzt und durch fünf Schrauben festgehalten. Das in der Nabe der Scheibe liegende Lager wird gleichfalls auf jeder Seite durch Schrauben zusammengespannt.

Längs den Nockenwellen ist das Kurbelgehäuse schräg abgeschnitten, sodaß die Schnittfläche durch die Mitte der Nockenwelle geht. Die Lager der Nockenwellen werden von dem eigentlichen Kurbelgehäuse und den schräg aufgesetzten Deckeln für die Nockenwellenkammern gebildet. Diese Deckel sind gleichzeitig mit angegossenen Führungen für die Ventilstößel und Buchsen versehen. Die Nockenwellen sind nicht mit den Nocken aus einem Stück, sondern die letzteren sind durch Keile mit der Welle verbunden. Die Zahnräder zum Antrieb der Nockenwellen sind eingekapselt und treiben auch direkt den Magnetapparat und die Wasserpumpe an.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad und durch eine Zahnradölpumpe, die ihren Antrieb von der Nockenwelle für die Auspuffventile erhält. Sie saugt das Öl aus einem etwa 15 Liter enthaltenden Ölbehälter an und fördert es auf eine Ölrampe, von der es Tropföler und Leitungen zu den Schmierstellen führen.

Die Aufhängung des Motors erfolgt durch die hochgezogenen Trägerarme direkt an den Seitenträgern des Wagenuntergestells.

Zur Kühlung dient eine Wasserpumpe, welche zwangläufig vom Motor angetrieben wird. Die Konsolen zur Befestigung der Armaturen sind am Kurbelgehäuse angegossen.

Der Peugeot-Motor.

Der in der Zeichnung dargestellte 30 pferdige Peugeot-Motor hat 130 mm Bohrung und 120 mm Hub. Er besitzt paarweise zusammengegossene Zylinder und leistet bei 900 Touren 30 PS.

Die Ein- und Auslaßventile sind an den Ventiltellern gut verstärkt und gegenseitig auswechselbar. Sie werden direkt in den gußeisernen Führungen des Zylinders ohne Benutzung von Bronzebuchsen geführt. Die Federn sitzen unten in Federtellern, während sie sich oben direkt gegen den Wassermantel legen. Die Ventilstößel sind äußerst einfach und ruhen mit ihrem unteren Ende auf Hämmern, die von den Nocken angehoben werden. Der Hub des Auspuffventils kann durch Vorschieben oder Zurückziehen des mittelst Exzenters auf der Nockenwelle verschiebbaren Hammers verstellt werden. Bemerkenswert ist die reichliche Kühlung der Auspuffkammer und der Führung sowie des Sitzes des Auspuffventils.

Die Öffnungen über den Zylindern sind durch zylindrische Butzen verschlossen, von denen diejenigen über den Einlaßventilen die Zündkerzen für die Akkumulatorenzündung tragen. Die Zünder für die Abreißzündung sind etwas weiter nach der Zylindermitte zu gesetzt und die Zündflanschen mit dem Abschlaghebel sitzen an den Außenseiten der Einlaßventilkammer jedes Doppelzylinderblocks. Die Kühlung der Zündstellen wird also hier bei beiden gleich gut durch den Strom der frisch angesaugten Gase besorgt. Beachtenswert ist, daß zur Verringerung des schädlichen Raumes die Gaskanäle am Zylinderkopf sehr niedrig gehalten sind und außerdem der Kolbenboden nach oben gewölbt ist. Hierdurch hat der Konstrukteur eine ziemlich hohe Kompression erzielt. Die Ventile sind, da ihr Hub entsprechend geringer bemessen werden mußte, sehr breit gehalten. Die Führung für die Ventilspindeln ist fast bis dicht an den Teller heraufgezogen, um ein sicheres Passen und Abschließen der Ventile im Betriebe zu gewährleisten und ein Verziehen zu verhindern. Der Zylinderboden ist durch einen eingeschraubten Butzen verschlossen, aus dem in der Mitte eine Spindel mit einer Längsbohrung nach oben geht und die Mutter zur Befestigung des Deckels für den Wassermantel sowie den Kompressionshahn aufnimmt.

Die Kontaktleitung für die Abreißzünder ist auf den Zylindern entlanggeführt. Die Verbindung zwischen den Zündern und der Leitung wird durch wagerechte Doppelfedern hergestellt, die auf dem Zünder

festgeschraubt sind und die Kontaktleitung zwischen ihre federnden Enden nehmen. Die Kabeln für die Akkumulatorenzündung werden in einem Isolierrohr, das von Stehbolzen gehalten wird, seitlich auf den Zylinderköpfen entlanggeführt und zweigen von dort aus zu den einzelnen Zündkerzen ab.

Das Saugrohr für die frischen Gase ist schräg an die Ventilkammer angesetzt, während das Auspuffrohr horizontal angesetzt ist. Letzteres zeigt hier getrennte Abgasleitungen für die beiden Zylinderblöcke. Diese Anordnung hat den Zweck, die Abgase aus den hintereinander aus-

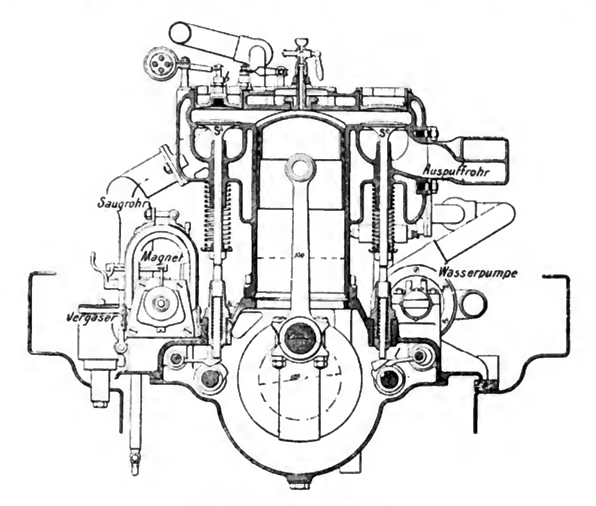


Fig. 315. Peugeot-Motor.

puffenden Zylindern nicht im Auspuffrohr aufeinandertreffen zu lassen. Hierdurch soll eine Stauung der Auspuffgase und ein Rückströmen derselben in den Zylinder vermieden werden. Ferner hat diese Anordnung den Zweck, die schnelle Expansion der ausgestoßenen verbrannten Gase zu begünstigen. Diese Anordnung des Auspuffstutzens ist ziemlich vereinzelt und wird nur von ganz wenigen Firmen angewendet. Es wird daraus zu schließen sein, daß ihr Nutzen kein sehr großer ist.

Die Wasserzuführung erfolgt durch eine Zentrifugalpumpe, die das frische Wasser an der Seite der Auspuffventile hineindrückt, während es oben auf den Zylindern zum Kühler abgeführt wird. Die Wasserpumpe befindet sich auf der linken Seite des Motors, während Magnetapparat

und Vergaser sich auf der rechten Seite befinden. Die Wasserpumpe sowohl wie der Vergaser werden von den Steuerrädern der Nockenwellen angetrieben.

Die Kurbelwelle ist aus einem Stück gefertigt und ruht in drei Gleitlagern. Die Nockenwellen sind mit den Nocken nicht aus einem Stück gefertigt, sondern diese sind durch Keile auf den Wellen befestigt. Die Nockenwelle für die Saugventile trägt auch gleichzeitig die Nocken für das Gestänge der Abreißzündung. Die Verschiebung dieser Nockenwelle in ihrer Längsrichtung gestattet die Veränderung des Zündmomentes für die Abreißzündung. In dem Steuerrad der Auspuffnockenwelle ist auch gleichzeitig der Zentrifugalregulator untergebracht, der auf die Gasdrossel wirkt.

Das Kurbelgehäuse besteht aus zwei Teilen und ist in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt. Das Oberteil, welches die Lager sowie durch die an ihm angegossenen Tragarme den ganzen Motor zu tragen bestimmt ist, zeigt eine entsprechende kräftigere Ausführung bezw. Wandstärke. In ihm sind die Führungen für die Ventilstößel, deren Kontakt mit den Ventilspindeln durch in der Führung untergebrachte schwache Federn aufrecht erhalten wird, eingeschraubt, und an seiner Außenseite sind auch die Konsolen angegossen, welche zur Aufnahme des Magnetapparates, des Vergasers und der Wasserpumpe dienen. Das Gehäuse ist durch Innenrippen versteift. Der Unterteil des Kurbelgehäuses wird nicht zur Aufnahme irgend eines Reaktionsdruckes beansprucht, und ist infolgedessen in schwächerer Wandstärke ausgeführt.

Es dient zum Abschluß des Motors nach unten und enthält das Ölbad, von dem aus das umherspritzende Öl die Kurbelwelle, die Nockenwellen und die Zylinder schmiert.

Der Radia-Motor.

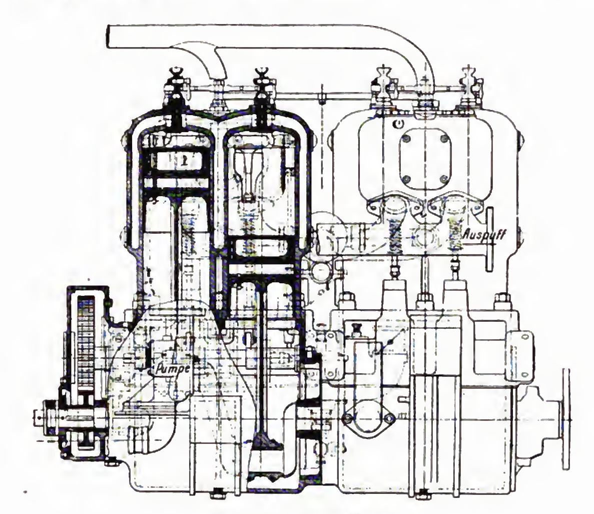
Der Radia-Motor hat vier paarweise zusammengegossene Zylinder und wird von der Société Automotrice gebaut. Die 35pferdige Maschine hat 120 mm Bohrung und 135 mm Hub. Die Ventile sind mechanisch gesteuert und besitzen unter dem Teller eine Verstärkung der Spindel, um einen Bruch dieser Stelle, wie er so häufig vorkommt, zu verhindern. Die Ventile sind gegenseitig auswechselbar; ein Vorteil, der für die Massenherstellung bei allen Motoren ins Gewicht fällt und außerdem dazu dient, die Zahl der Ersatzteile zu beschränken, die im Wagen mitgeführt werden müssen. Sie stehen symmetrisch zu beiden Seiten des Zylinders und zwar sind die Einlaßventile rechts vom Motor und die Auspuffventile links vom Motor gesetzt. Die Öffnung über jedem Ventil ist durch einen eingeschraubten Bolzen aus Bronze verschlossen. Die Ventilführungen sind von oben her stramm in die gußeiserne Ventilkammer eingepaßt und werden auf der Unterseite durch eine Schraubenmutter gesichert, die gleichzeitig als Widerlager für die Feder dient. Die Feder ruht mit dem unteren Ende auf einem Federteller. Der Ventilstößel trägt unten eine Gabel mit einer Rolle, die sich auf dem Nocken abwälzt. Der Kopf des Stößels ist mit einer Stellschraube versehen, um den Ventilhub nachregulieren zu können. Die Führungen für die Ventilstößel sind am Gehäuse angegossen und mit Bronzebuchsen ausgefüttert.

Die Kurbelwelle ist aus Chromnickelstahl und ruht im Kurbelgehäuse auf drei Lagern, die mit Ringschmierung versehen sind. Die Steuerungsräder für die Nockenwellen und die Räder für den Antrieb der Pumpe und des Magnet-Apparates, die durch Vermittlung der Steuerungsräder zwangläufig angetrieben werden, sind vorn am Motor in einem staub- und öldichten Gehäuse untergebracht, das oben durch einen aufklappbaren Deckel verschlossen ist. Die Zahnräder sind sämtlich aus Vulkanfiber gefertigt, sodaß höchste Geräuschlosigkeit des Laufes erzielt wird. Der Magnet-Apparat und die Pumpe sind auf Konsolen montiert, die mit dem Gehäuse aus einem Stück gegossen sind.

Bemerkenswert ist die verschiedene Ausbildung der Tragarme des Kurbelgehäuses, von denen die beiden vorderen fast horizontal vom Gehäuse ausgehen, während die hinteren hochgezogen sind. Diese Bauart wird für die vorderen Tragarme dadurch erklärt, daß der Konstrukteur Pumpe und Steuerräder direkt hinter das Gehäuse der Zahnräder ge-

setzt hat, sodaß ihm hierdurch nicht möglich war, den gleich dahinter befindlichen Tragarm hochzuziehen. Die Befestigung des Tragarmes am Chassisrahmen geschieht durch ein Zwischenstück.

Der Motor arbeitet mit Abreißzündung, deren Abschlaghebel direkt seitlich im Saugkanal liegt und mit seinem vorderen Ende in die Explosionskammer reicht, wo er Kontakt mit dem Zünder, der im Zylinderkopf eingeschraubt ist, findet. Die Anordnung der Abreißzündung ist aus Figur 317 gut zu ersehen.



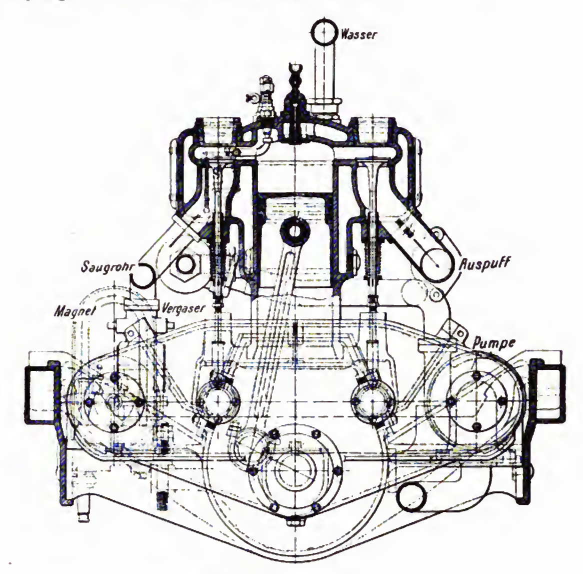
Figur 316. Radia-Motor.

Die Verbrennungskammern werden oben durch ein konisches Ventil geschlossen, das durch den auf dem Wassermantel sitzenden Hahnbutzen festgehalten wird. Die Verschlußbutzen über den Ventilen sind konisch.

Der Wasserraum zur Kühlung des Zylinders ist reichlich bemessen und werden namentlich die Ventilsitze gut gekühlt. Auf beiden Seiten der Zylinder tragen die Wassermäntel Verschlußdeckel zum Zwecke der Reinigung des Wassermantels von Kesselstein. Die Zuführung des Kühlwassers geschieht unten von der Seite der Auspuffventile aus und die Abführung erfolgt oben auf den Zylindern durch ein gemeinsames Rohr. Die Saugleitung für die Einlaßventile sowohl, wie die Auspuffleitung

gehen schräg von den Ventilkammern ab, um unnötige Wirbelbildung zu vermeiden. Der Auspuff aller vier Zylinder geht in einen gemeinsamen Auspuffstutzen aus Gußeisen.

Der Kolben trägt drei Kolbenringe und läßt in der Figur die Sicherung des Kolbenbolzens durch Schraube und Splint gut erkennen. Die Pleuelstange ist doppel-T-förmig und die Deckel des Pleuelstangenkopflagers wird durch U-Bolzen festgehalten.



Figur 317. Radia-Motor.

Das Kurbelgehäuse ist nach dem sogenannten Tunnelsystem aus einem Stück gegossen und zwischen den Zylindern durch ringförmige Innenrippen versteift, sodaß dadurch jeder Zylinder auch einen besonderen Ölraum besitzt. Die Schmierung der Kurbelwellen und der Zylinder erfolgt durch Spritzöl. Außerdem findet eine zwangläufige Schmierung durch den Auspuff statt, welcher das Öl zu einer Rampe mit zehn Leitungen fördert, von wo es dem zu schmierenden Teil des Motors und Wagens zufließt.

Der Rebour-Motor.

Der Rebour-Motor ist vierzylindrig und hat paarweise gegossene Zylinder. Der Wassermantel ist mit den Zylindern aus einem Stück gegossen. Die Ein- und Auslaßventile sind gegenseitig auswechselbar und liegen zu beiden Seiten der Zylinder. Sie werden durch konische

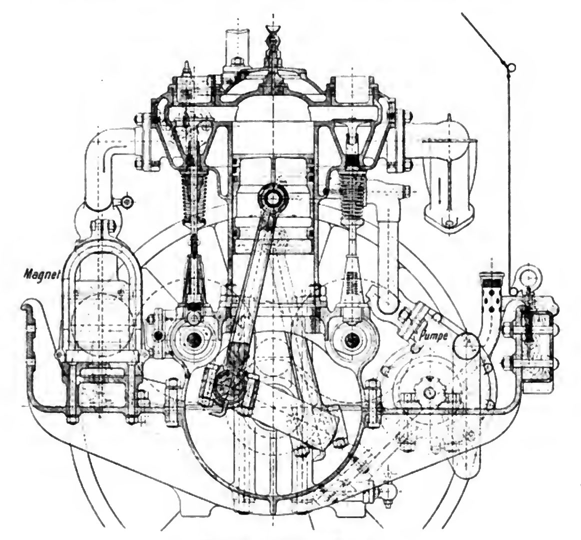


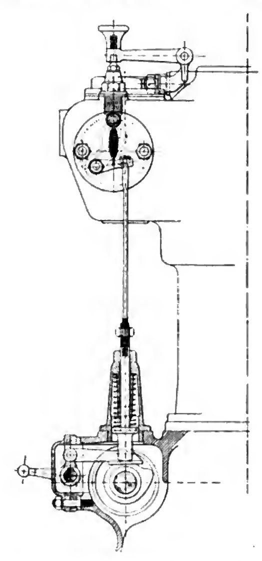
Fig. 318. Rebour-Motor.

Federn zurückgezogen. Die Öffnungen über den Ventilen sind durch eingeschraubte Butzen verschlossen. Die Ventilführungen sind von unten in die Ventilkammern eingeschraubt und dienen gleichzeitig als Widerlager für die konischen Federn, die mit dem unteren Ende auf Ventiltellern ruhen. Die Ventilstößel laufen mittels Rollen auf den Ventilnocken und werden in ihren Führungen noch durch besondere Federn zurückgezogen. Die Führungen der Ventilstößel werden durch zwei Schrauben auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses festgehalten.

Die Kurbelwelle ruht auf drei Gleitlagern, die mit Antifriktionsmetall ausgefüttert sind.

Die Nockenwellen sind aus einem Stück und die Steuerräder und Zahnräder zur Betätigung der Pumpe und des Magnetapparates sind aus Vulkanfibre. Sie sind in einem Gehäuse eingeschlossen, das staub- und öldicht schließt.

Die Auspuffventile befinden sich auf der linken und die Einlaßventile auf der rechten Seite des Motors. Der Stutzen für den Auspuff



Figur 319. Rebour-Abreissmechanismus.

ist zur Versteifung mit Längsrippen versehen, die auch gleichzeitig die Ausstrahlungsfläche vergrößern und die Wärmeabgabe an die Luft beschleunigen.

Die Zuführung des Kühlwassers findet auf der Auspuffseite statt, die Wasserpumpe wird durch eine Welle angetrieben, die durch ein Oldham'sches Gelenk mit der Pumpe verkuppelt ist.

Die Schmierung der verschiedenen Teile des Motors wird zwangläufig durch eine Ölpumpe besorgt, die durch den Motor angetrieben wird und deren Ölabgabe sichtbar ist. Vergaser, Magnetapparat und

Pumpe sind auf Ansätzen des Kurbelgehäuses montiert und bilden mit dem Motor einen Block, wie das jetzt bei allen Konstruktionen üblich ist.

Das Kurbelgehäuse des Rebour-Motors ist in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt, und zwar sitzen die Tragarme an dem unteren Teil des Gehäuses. Die Rippen des Gehäuses sind unter dem Unterteil durchgezogen. Bei den beiden äußeren und dem mittleren Lager sind das Ober- und Unterteil des Kurbelkastens mittels durchgehender langer Bolzen verbunden, die der Konstruktion eine große Haltbarkeit geben. Dagegen sind die Zylinder nur durch kurze Stehbolzen auf dem Oberteil festgehalten, die den Explosionsdruck aufzunehmen haben.

Der Verschluß des Zylinderkopfes erfolgt durch einen eingeschraubten Pfropfen, auf dessen oberen Ansatz der Deckel für den Wassermantel aufgeschoben und durch eine Mutter festgehalten wird. Darüber wird der Kompressionshahn geschraubt.

Beachtenswert ist an dem Motor die gute Kühlung der Ventilsitze.

Die Abreißzündung der Rebour-Wagen ist in der Abbildung 319 dargestellt. Der Nocken bewegt sich in der Richtung des Uhrzeigers; je nachdem nun der Hammer mittels des Hebels zurückgezogen oder vorgeschoben wird, erfolgt Frühzündung oder Spätzündung. Das Gestänge wird durch den Nocken gehoben und die kleine Spiralfeder bewirkt, daß sich der Abschlaghebel gegen den Zündstift legt. Sobald der Nocken den Hammer verläßt, schnellt die große Spiralfeder das Gestänge herunter, und der Abschlaghebel wird vom Zündstift weggeschnellt. Die Bauart ist einfach und aus der Zeichnung gut ersichtlich.

Der Motor Rossel.

Der abgebildete Motor Rossel von 28 bis 35 PS. Leistung hat 120 mm Bohrung. Die Zylinder sind zu je zweien zusammen in einem Block gegossen, eine Anordnung, die gegenüber der Anordnung der einzelnen Zylinder weit überwiegend angetroffen wird und den Vorteil hat, daß nicht nur der ganze Motor billiger wird, sondern auch der Parallelismus der Zylinder weit besser zu erreichen ist. Außerdem ist das Ganze steifer und man kann bei gegebenem Gewicht das, was man am Zylindergewicht spart, wieder der Kurbelwelle zugute kommen lassen. Was die Kühlungsfrage anbelangt, die von den Anhängern der einzelstehenden Zylinder gern als besonders vorteilhaft gelöst hingestellt wird, so hängt diese lediglich von einem sorgfältigen Entwurf der Konstruktion und einer guten Verteilung der Gußmassen ab. Es sei bei dieser Gelegenheit darauf hingewiesen, daß vor allem winkelige Ecken und scharfe Übergänge vermieden werden müssen, in denen sich das Wasser stauen und Dampfblasen bilden kann.

Die Ventile sitzen zu beiden Seiten der Zylinder und laufen mit ihren Spindeln in Führungen, die mit dem Zylinderblock zusammengegossen sind. Sie sind breit gehalten, und die Ventilfedern von großem Durchmesser legen sich oben gegen die Ventilkammer und sind unten mit ihrem freien Ende durch die Ventilspindel gesteckt. Bei den neueren Ausführungen wird diese Anordnung nicht mehr ausgeführt, sondern sie ruhen jetzt auf Tellern. Die Ventilstößel haben keine verstellbaren Köpfe und ruhen mittelst Kugeln auf den Nocken. Die Stößelführungen sind durch zwei Schrauben auf dem Gehäuse festgehalten.

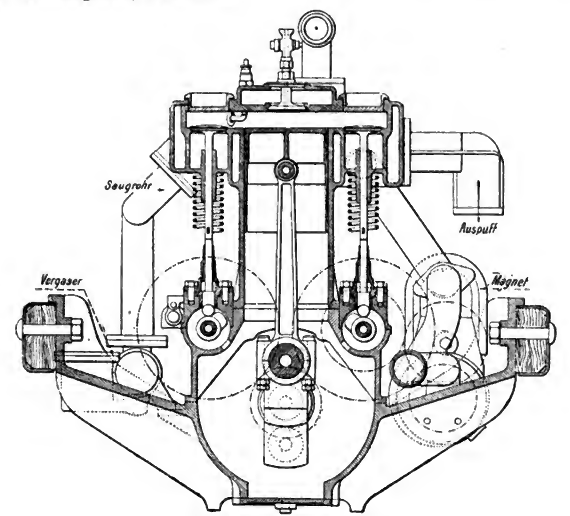
Die Abreißzündung des Motors ist in den Kanal des Einlaßventils gelegt und besteht aus einem Abschlaghebel und dem gesondert davon eingesetzten Zündstift.

Der Kolben besitzt vier Kolbenringe und trägt den Kolbenbolzen oberhalb der Mitte.

Die Wasserkühlung des Motors ist insofern bemerkenswert, als die Ventilsitze gut gekühlt scheinen, während die Ventilführung keine Wasserkühlung besitzt und bei den Auspuffventilen der vollen Hitze der entweichenden Gase ausgesetzt ist. Der Zylinderkopf und der Wasserraum werden durch je einen, konisch eingeschliffenen Deckel verschlossen, die durch Spindel und Mutter festgezogen werden. Die

Spindel, welche gleichzeitig von dem einen Deckel getragen wird, ist durchbohrt und dient zur Aufnahme des Kompressionshahnes. Die Wasserzuführung erfolgt seitlich an der vordersten Ventilkammer der Auspuffventile und die Wasserabführung oben auf dem Zylinderkopf.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt. Das Unterteil trägt die Tragarme für den Motor, deren Befestigung am Chassisrahmen in der Zeichnung gut ersichtlich ist, und ist unten durch Deckel verschlossen, die eine Besichtigung und ein Nachstellen der Pleuelstangenköpfe gestatten.



Figur 320. Rossel-Motor.

Das Oberteil des Kurbelgehäuses besitzt an den Längsseiten zwei besonders angegossene Kammern für die Nockenwellen. Diese Kammern stehen durch Öffnungen mit dem Kurbelraum in Verbindung. Sie gehen bis zur Höhe der Nockenwellenmitte und werden durch besonders gegossene Deckel verschlossen, welche die Ventilführung tragen.

Die Kurbelwelle sowohl, welche in drei Lagern läuft, als auch die beiden Nockenwellen sind hohl. Die Steuerungsräder für die Nockenwellen und für den Antrieb der Pumpe und des Magnetapparates sind nicht am vorderen Ende, sondern am hinteren Ende des Motors vor dem Schwungrad untergebracht und laufen frei ohne Einkapselung.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch das Ölbad im Kurbelgehäuse sowie durch eine vom Motor angetriebene Zahnradölpumpe, die das Öl auf eine am Spritzbrett des Wagens befindliche Rampe befördert, von wo es den einzelnen Schmierstellen zugeführt wird. Das nicht benutzte Öl fließt in den Ölbehälter zurück.

Der Vergaser steht auf der linken Seite und der Magnetapparat und die Wasserpumpe auf der rechten Seite des Motors. Die Plattformen, auf denen diese Teile montiert sind, sind an das Oberteil des Kurbelgehäuses angegossen. Das Schwungrad des Motors ist als Ventilator ausgebildet.

Der Sechszylinder-Rossel-Motor.

Beim Rossel-Motor sind die Zylinder paarweise zusammengegossen, eine Bauart, die mehrfache Vorteile vor der Verwendung der Einzelzylinder bietet, da das Ganze nicht nur einen festeren Block bildet, sondern auch die Zylinder selbst genau parallel gearbeitet werden können. Was die Kühlung anbelangt, so hängt ihre gute Wirkung weit mehr von der geschickten Konstruktion des Zylinders und einer guten Verteilung der Gußmassen ab.

Alle Rohrleitungen sind aus Bronze oder aus Stahl gegossen und man hat bei diesem Motor alle Kupferschmiedearbeit vermieden. Die Wellen, wie die Kurbelwelle, die Nockenwellen usw. sind hohl und aus sehr widerstandsfähigem hartem Stahl. Die Steuerräder für die Nockenwelle liegen bei allen Rossel-Motoren am hinteren Ende des Motors vor dem Schwungrad und sind vollständig in ein öldichtes Gehäuse eingeschlossen. Der Motor besitzt keinen Regulator, eine Vereinfachung, die den Vorteil in sich schließt, daß ein weit regelmäßigerer langsamer Lauf und eine schnellere Beschleunigung erzielt werden kann.

Die Ventile liegen zu beiden Seiten der Zylinder und werden durch zylindrische Federn von großem Durchmesser zurückgezogen, die mit ihrem unteren Ende auf Ventiltellern sitzen, die im Schnitt weggelassen sind. Die Ventilspindel sitzt auf einem Stößel, der unten eine Rolle trägt, die sich auf der Nockenwelle abwälzt. Die Stößelführung ist mit einem Führungsansatz an den Deckel des Steuerwellengehäuses eingesetzt und wird durch zwei Schrauben festgehalten. Die Anordnung der Schrauben erscheint nicht günstig, da besonders an die zwischen der Führung und der Zylinderwand sitzende Schraube sehr schlecht heranzukommen ist. Der Vergaser sitzt ziemlich tief an der rechten Seite des Motors, während links der Magnetapparat, der zwangläufig durch Zahnradübertragung angetrieben wird, und die gleichfalls zwangläufig angetriebene Wasserpumpe sitzt. Der Auspuff erfolgt durch ein allen sechs Zylindern gemeinsames Auspuffrohr, welches durch quer darüber gelegte Bügel und Stehbolzen festgehalten wird. Der

Zylinder wird nach oben durch einen konisch eingeschliffenen Deckel verschlossen, der mit Hilfe einer Mutter und eines auf die Öffnung im Wassermantel gesetzten Tellers festgezogen wird. Die Schraubenspindel des Deckels ist durchbohrt und trägt auf ihrem herausstehenden Ende den Kompressionshahn. Diese Anordnung erscheint einfach und zweckmäßig. Die Öffnungen über den Ventilen sind durch eingeschraubte Bolzen verschlossen.

Der Wassermantel des Zylinders reicht nicht ganz bis zum untersten Ende des Hubes, dagegen sind die Wasserräume reichlich genug bemessen.

Die Träger sind am unteren Teile des Kurbelgehäuses angegossen. Sie besitzen Rippen, die auch gleichzeitig zur Versteifung des Gehäuses beitragen. Das Kurbelgehäuse ist unten durch einen Deckel verschlossen, welcher gestattet, an die Pleuelstangenköpfe heranzukommen.

Der sechszylindrige Motor hat 110 mm Bohrung und 110 mm Hub. Er leistet bei 1200 Umdrehungen pro Minute 40 Pferdestärken.

Der S. C. A. R.-Motor.

Der Motor S.C.A.R. von 99 mm Bohrung und 100 mm Hub ergibt 18 Pferdestärken. Seine Tourenzahl ist, wie angegeben wird, in sehr weiten Grenzen, nämlich von 150 bis 1400 Touren pro Minute regulierbar.

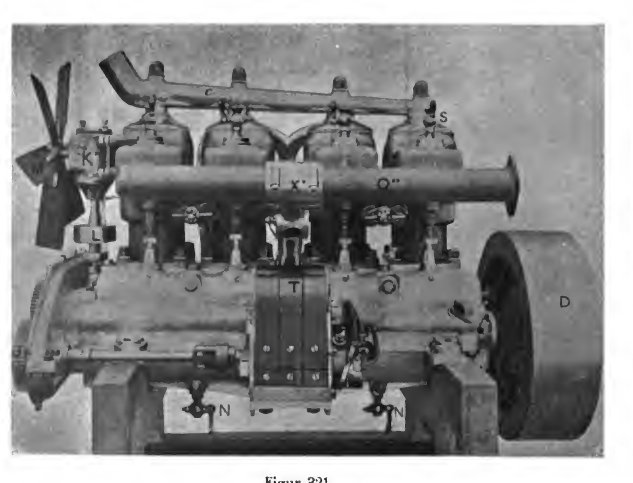
Die Regulierung wird mit Hilfe der Verstellung des Hubes der Einlaßventile erzielt.

Die Zylinder sind einzeln und mit dem Wassermantel aus einem Stück gegossen. Die Ein- und Auslaßventile liegen symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder, sind identisch und untereinander auswechselbar. Sie werden durch zwei einander parallele Nockenwellen gesteuert. Die Ventile sind aus 25 %igem Nickelstahl hergestellt und lassen sich nach Herausschrauben der über ihren Sitzen eingeschraubten Verschlußbutzen leicht und schnell herausnehmen. Die Ventilstößel laufen in Führungen, die in das Gehäuseoberteil eingeschraubt sind. Sie sitzen mit ihrem unteren Ende auf einer Stahlkugel, die auf der Nocke abrollt. Das Oberteil des Kurbelgehäuses trägt unterhalb jeder Ventilstößelführung einen von zwei Schrauben festgehaltenen Deckel, der zu der Nockenwelle und zu den Pleuelstangenköpfen zu gelangen gestattet. Die Ventilfedern sind zylindrisch und die Führungen für die Ventilspindeln sind von unten in die Ventilkammern eingeschraubt. Die über den Saugventilen sitzenden Butzen tragen auch gleichzeitig die Zündkerzen.

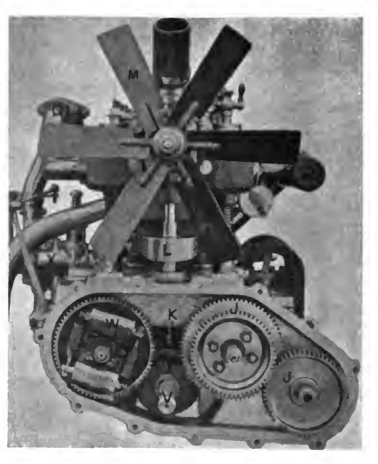
Die Kolben tragen drei Kolbenringe oberhalb des Kolbenbolzens, der durch zwei Schrauben gesichert ist. Die Pleuelstangen sind doppel-T-förmig und im Gesenk geschlagen.

Bemerkenswert ist an diesem Motor besonders die Kurbelwelle, welche nicht wie bei den üblichen Ausführungen, aus einem Stück hergestellt ist, sondern hier aus fünf einzelnen Teilen besteht.

Zwei identische Teile G tragen zwei Kurbeln und lagern mit ihrer Mitte in den Lagern C, die sich zwischen den äußeren Zylindern befinden. Jeder Teil hat Doppel-Z-Form und besteht aus dem Lagerzapfen und zwei Kurbelzapfen, die in einen Konus ausgehen. Das mittelste Stück trägt zwei Kurbelarme, in welche die inneren beiden Kurbelzapfen hineingesteckt und durch Muttern festgespannt werden. Der Konus wird hierbei ohne Benutzung eines Keils festgeklemmt. Ebenso erfolgt die Befestigung in den Kurbelarmen der beiden äußeren Lagerzapfen G. Bei der Anwendung dieser Konstruktion ergeben sich mehrere Vorteile.



Figur 321.
Vierzylinder S. C. A. R-Motor.



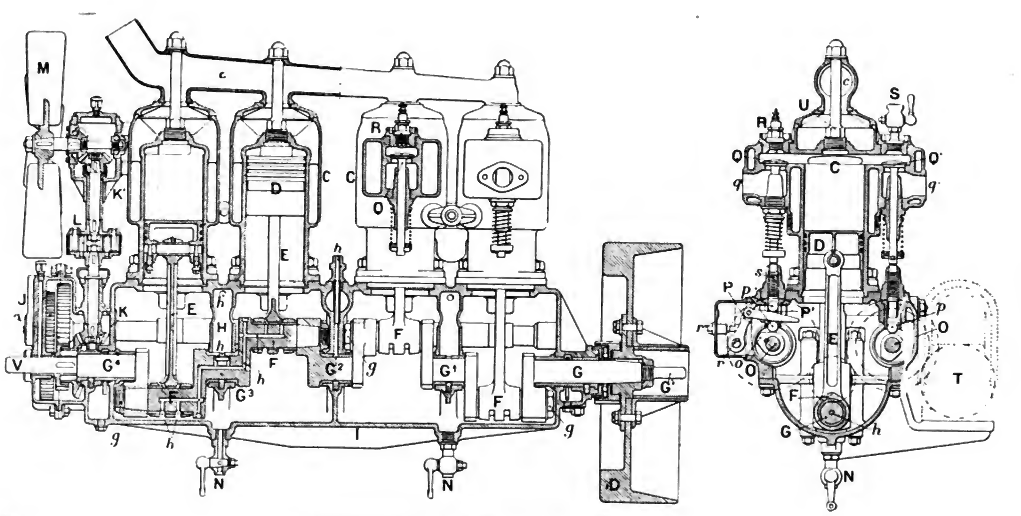
Figur 322.
Ansicht von vorn.

Jedes Einzelstück der Kurbelwelle kann nach dem Härten und Schleifen viel leichter der verschiedenen mechanischen und anderen Bearbeitung unterzogen werden, und wurden die Konstrukteure hauptsächlich durch die leichtere Bearbeitungsmöglichkeit bei und nach dem Härten zu dieser Zerlegung der Kurbelwelle bestimmt. Was auf der einen Seite durch die vermehrte Handarbeit zugesetzt wird, wird auf der anderen Seite wieder eingespart. So sind z. B. die Pleuelstangenköpfe nicht geteilt, sondern aus einem Stück gebohrt und ausgebuchst und werden samt der Buchse auf den Kurbelzapfen aufgeschoben.

Die Schmierung erfolgt einerseits von einer Ölrampe aus durch Kanäle, die das Öl zunächst auf die Kurbelwellenlager C führen, von wo es sich durch die Kanäle in der Kurbelwelle nach den Pleuelstangenköpfen verteilt. Diese Pleuelstangenköpfe haben andererseits auf der Unterseite Einschnitte, die beim Aufschlagen der Pleuelstangenköpfe auf das im Gehäuse befindliche Öl diesem den Zutritt zum Kurbelzapfen gestatten. Die äußeren Kurbelwellenlager werden durch Ringschmierung mit dem nötigen Öl versehen, das sich in einer Kammer unterhalb des Lagers befindet. Das Unterteil des Kurbelgehäuses ist durch Zwischenwände unter den Lagern in vier Kammern geschieden, sodaß die Pleuelstangen auch beim Befahren von Steigungen oder Gefällen immer Öl vorfinden. Das Mittellager der Kurbelwelle wird durch eine besondere Leitung von der Ölrampe aus geschmiert. Der Umtrieb des Öles wird durch eine kleine Zahnradpumpe bewirkt. Zum Ablassen der verbrauchten Ölrückstände aus dem Motor dienen die beiden unten am Gehäuse sichtbaren Hähne.

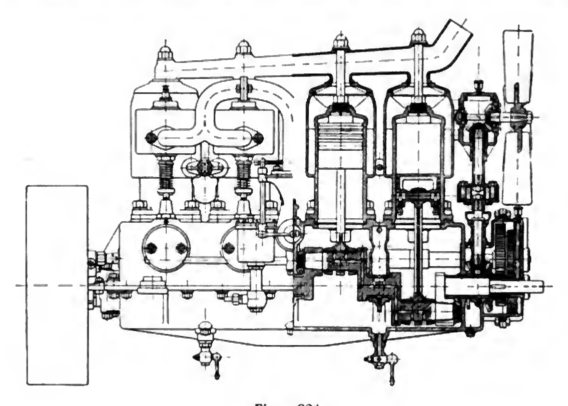
Etwas umständlich und teuer ist bei diesem Motor der Antrieb des Ventilators. In dem Gehäuse, in welchem sich am vorderen Ende des Motors auch die Steuerräder für die Nockenwellen eingekapselt befinden, ist auch ein Kegelrädertrieb untergebracht, der zum Antrieb einer nach oben gehenden Welle dient. Am oberen Ende für die Räder in der Höhe des Zylinderkopfes befindet sich eine am Zylinderkopf angeschraubte Kammer, die einen zweiten Kegelrädertrieb zum Antrieb des Ventilators enthält. In der Kapsel L befindet sich eine elastische Riemenkupplung, welche dazu dient, die schnellen Veränderungen in der Tourenzahl des Motors dem Ventilator in ihrer Wirkung nicht so plötzlich fühlbar zu machen. Die ganze Vorrichtung erscheint nicht nur teuer, sondern auch kompliziert und dürfte durch einen Riemenantrieb mit Nachstellung durch exzentrische Lagerung der Ventilatorwelle ebenso gut und weit billiger zu erreichen sein.

Die Kühlung des Motors erfolgt durch Thermosyphon und erklärt sich daraus auch die Konstruktion des Abflußrohres über den Zylindern. Die Bolzen, welche mit ihren unteren Enden die Öffnungen in den Zylinderköpfen verschließen, dienen gleichzeitig dazu, den Stutzen für die Wasserabführung festzuhalten. Die Wassermäntel der Zylinder wer-



Vierzylinder S. C. A. R.-Motor (Auspuffseite).
Figur 323.

den durch große Deckel verschlossen, deren Mitte offen ist und als Abflußöffnung für das Wasser dient. Diese Öffnungen münden in einen allen vier Zylindern gemeinsamen Abflußstutzen, der nach dem Kühler zu immer weiter wird, um keine Stauung des Wassers und eine gleichzeitige Abführung möglichst großer Wassermengen zu ermöglichen, eine Hauptbedingung für das gute Funktionieren einer Thermosyphon-Kühlung. Zu berücksichtigen bleibt aber in dem vorliegenden Falle, daß bei den einzeln gegossenen Zylindern, wie hier, damit zu rechnen ist, daß Vibrationen der einzelnen Zylinder eintreten, die zum Undichtwerden der Anschlußstellen dieses großen und steifen Stückes,



Figur 324.
S. C. A. R.-Motor.

wie es dieser Abführungsstutzen darstellt, führen können. Wahrscheinlich mit Rücksicht auf diesen Punkt haben die Konstrukteure je zwei Zylinder durch eine Spannschraube und Bügel zusammengespannt, um eine größere Steifigkeit zu erzielen. Zwischen den beiden im Schnitt bezeichneten Zylindern ist der Schnitt der Spannschraube und zwischen den in der Ansicht gezeichneten Zylindern der Bügel mit der Kronenmutter zu sehen. Die ganze Ausführung dieser Konstruktion dürfte sich ziemlich kostspielig gestalten und ist aus diesem Grunde nicht nachahmenswert.

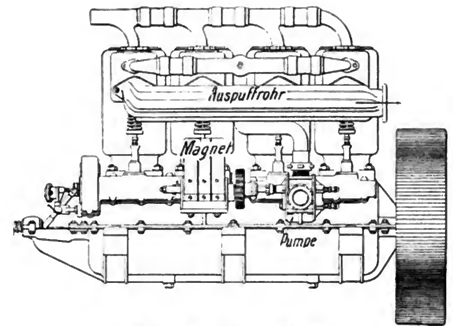
Der Turgan-Motor.

Der abgebildete Motor Turgan von 40 bis 50 PS. ist als Lastwagenmotor für die bekannten Turgan-Lastwagen gebaut. Er besitzt vier einzeln stehende Zylinder mit symmetrisch zu beiden Seiten liegenden Ventilen, die gegenseitig auswechselbar sind. Die Zylinder haben 120 mm Bohrung und 150 mm Hub. Die Kurbelwelle ist in fünf Lagern gelagert und läuft in Bronzegleitlagern.

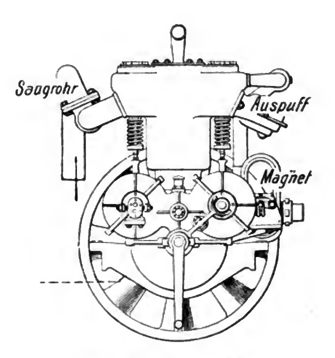
Die Ventile sitzen auf Stößeln mit nachstellbaren Köpfen. Die Zahnräder zur Steuerung der Nockenwellen sind an das vordere Ende des Motors gesetzt und vollständig eingekapselt. Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt und trägt an seinem Unterteil die Tragarme zur Aufhängung des Motors am Innenrahmen. Der Motor ist nicht direkt an den Seitenträgern des Wagenrahmens befestigt, sondern ruht auf einem tiefer liegenden Hilfsrahmen.

Das Oberteil des Kurbelgehäuses enthält angegossene Kammern für die beiden Nockenwellen, auf der Seite der Auspuffventile zeigen diese Kammern in der Mitte der Nockenwelle eine Unterbrechung, da hier ein Zahnrad auf die Nockenwelle aufgesetzt ist, welches den außerhalb stehenden Magnetapparat antreibt. Die Kammern für die Nockenwellen sind durch besondere Deckel verschlossen, in die auch die Führung für die Ventilstößel mittelst zweier Befestigungsschrauben eingesetzt sind.

Die Ansaugventile befinden sich auf der rechten Seite des Motors und die Auspuffventile auf der linken Seite. Auf der Auspuffseite ist außer dem Magnetapparat auch die Zahnradpumpe für den Umtrieb des Kühlwassers untergebracht, die gleichfalls durch das genannte Zahnrad von der Nockenwelle aus angetrieben wird. Das Auspuffrohr trägt zur besseren Kühlung der entweichenden Abgase Längsrippen, welche die Ausstrahlung der Wärme begünstigen. Die Wasserkühlung ist reichlich bemessen und der Wassermantel sehr tief am Zylinder heruntergezogen. Die Wasserzuführung erfolgt bei den Auspuffventilkammern oberhalb der Auspufföffnungen, und die Wasserabführung erfolgt ebenfalls bei jedem Zylinder einzeln durch ein auf dem Zylinderkopf befindliches Abführungsrohr. Das Schwungrad des Motors ist als Ventilator ausgebildet.



Figur 325. Turgan-Motor.



Figur 326. Turgan-Motor.

Der Unic-Motor.

Der vierzylindrige Unic-Motor von 16 PS. Leistung bei 1000 Touren besitzt paarweise gegossene Zylinder von 87 mm Bohrung und 110 mm Hub. Bei 1200 Touren leistet der Motor etwas mehr als 18 Pferde.

Die Ventile befinden sich symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder angeordnet und werden durch zwei parallele Nockenwellen zwangläufig gesteuert. Die Ventile sind, wie aus der Zeichnung hervorgeht, gegenseitig auswechselbar. Die Ventilbutzen, welche die Einführungsöffnungen für die Ventile verschließen, werden durch einen je zwei solchen Butzen gemeinsamen Bügel und einen Stehbolzen mit Mutter festgehalten. Die Butzen über den Ansaugventilen enthalten gleichzeitig die Abreißzündung. Diese Anordnung erscheint außerordentlich zweckmäßig und praktisch und hat den Vorteil, daß nicht nur die Anbringung eines besonderen Zündflansches fortfällt, sondern sich die Konstruktion des Zylinderkopfes und die Montage weit einfacher gestaltet.

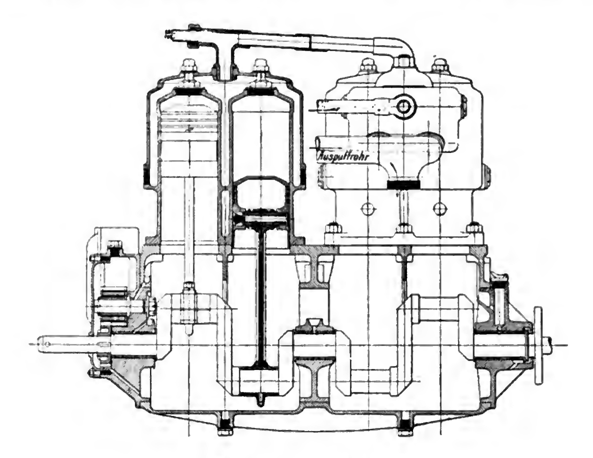
Wenn man den Motor andrehen will, so wird beim Hineindrücken der Andrehkurbel automatisch Spätzündung gegeben. Ebenso erhält der Motor automatisch mehr Frühzündung, wenn er mehr Gas erhält. Ein Beschleuniger, der mit dem Fuß betätigt wird, kann dem Motor auch noch eine erhöhte Vorzündung geben, wenn man ihn mit höchster Tourenzahl laufen lassen will. Der Motor läßt sich innerhalb der Grenzen von 200 bis 1600 Umdrehungen regulieren.

Die Führungen für die Ventilspindeln sind sehr lang gehalten und werden von oben in ihre Sitze eingeführt. Eine unten übergeschobene und aufgeschraubte Mutter spannt sie fest. Die Köpfe der Ventilstößel sind verstellbar und werden durch eine Gegenmutter gesichert. Die Stößel tragen unten in einer Gabel eine Rolle, mit der sie auf dem Nocken abrollen.

Der Querschnitt des Zylinders (Figur 328) zeigt auf der Saugventilseite die Steuerung der Abreißzündung. Das Gestänge geht durch eine ähnliche Führung wie die Ventilstößel und ruht unten mit einem besonderen schräg abgeschnittenen Fuß auf einem T-förmigen Hebel, dessen nach unten zeigendes Ende auf dem Zündnocken gleitet. Da sich die Nockenwelle im Sinne des Uhrzeigers dreht, so wird das untere Hebelende allmählich nach rechts gedrückt und das nach rechts zeigende horizontale Stück drückt das Gestänge nach oben, indem der Widerstand der Spiralfeder durch den Motor überwunden wird, und legt den Ab-

schlaghebel gegen den Zündstift. Im Moment, wo der Hebel von dem steil abfallenden Nocken heruntergefallen ist, wie es die Abbildung darstellt, schnellt das Gestänge durch die Kraft der Spiralfedern nach unten, und schlägt den Abschlag vom Zündstift ab. Die auf dem Kopfe des Gestänges sitzende Schraubenkappe dient einerseits zum Nachstellen des Gestänges, andererseits zum Schutze einer Pufferfeder, die den zu brüsken Stoß der großen Spiralfeder auffängt.

Bemerkenswert ist an diesem Motor die einfache Konstruktion des Zylinders und die geschickte Führung des Wassermantels. Beachtenswert ist auch die gute Kühlung der Ventilsitze sowohl, wie der Ventil-



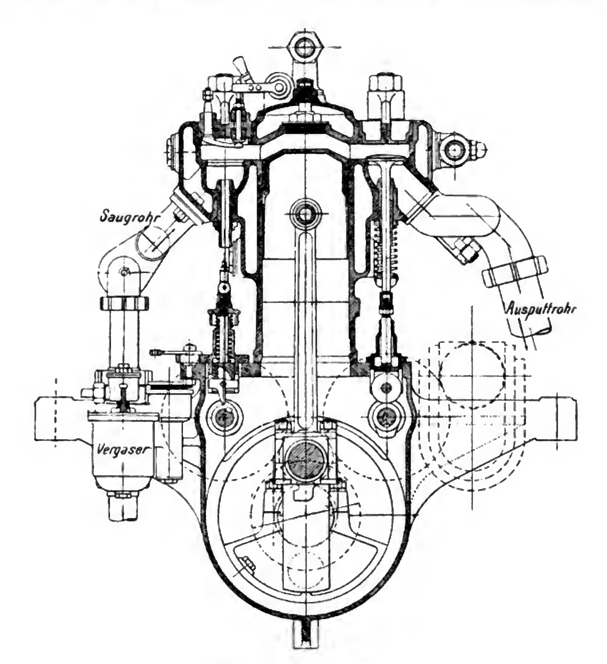
Figur 327. Unic-Motor.

führung. Der Zylinderkopf wird oben durch einen großen Sechskantbutzen verschlossen, dessen Spindel wieder zur Aufnahme einer Verschraubung dient, die den Deckel des Wassermantels festhält. Der Zylinderkopf sowie der Kolbenboden haben die Gestalt eines flachen abgeschnittenen Kegels.

Der Kolben ist sehr leicht gehalten, er besitzt drei Kolbenringe und ist unterhalb derselben auf ein Stück seiner Länge eingedreht, um eine geringere Reibungsfläche und eine bessere Schmierung zu erzielen. Der Kolbenbolzen sitzt unterhalb der halben Höhe des Kolbens. Er ist abweichend von anderen Konstruktionen gestaltet und zwar besteht er aus einem Rohr, welches durch einen hindurchgesteckten Schraubenbolzen mit Mutter in der Bohrung des Kolbens festgehalten wird. Die

Mutter des Bolzens ist nach unten zu konisch verlaufend und wird beim Anziehen in einen anderen Konus hineingepreßt, der sich gegen die Bohrung des Kolbens legt und mit dem ersten zusammen infolge der starken Anpressung eine gute Sicherung bildet.

Nicht zweckmäßig erscheint die Anbringung der Wasserzuführung und der Wasserabführung. Die Zuführung des Wassers erfolgt auf



Figur 328. Unic-Motor.

den Ventilkammern der Auslaßventile, während der Stutzen zur Abführung des Wassers mitten auf den je zweien Zylindern gemeinsamen Wassermantel gesetzt und durch eine gemeinsame Leitung verbunden ist. Bei dieser Anordnung ist zu befürchten, daß das Wasser, welches unten an der tiefsten Stelle des Wassermantels sich befindet, dort stagniert und nicht mit genügender Heftigkeit fortgeführt und ständig erneuert wird. Dies wäre ein Nachteil, der die Dampfbildung und das Ansetzen

von Kesselstein begünstigen würde, in dessen Gefolge dann auch eine Abnahme der guten Kühlung des Motors auftreten würde.

Das Kurbelgehäuse dieses Motors ist nach dem sogenannten Tunnelsystem gebaut, d. h. es ist ungeteilt, zur Erhöhung der Steifigkeit, gewissermaßen als Rohr gegossen und wird vorn und hinten durch aufgeschraubte Deckel verschlossen, die die beiden Außenlager der Kurbelwelle tragen. Das innere Lager — die Kurbelwelle ist auf drei Lagern gelagert — befindet sich in einem besonderen Lagerbock, der, wie aus der Zeichnung ersichtlich, in den, in der Mitte des Kurbelgehäuses ausgesparten kreisförmigen Raum eingestezt und durch Schrauben befestigt wird. Das Gleitlager für die Kurbelwelle wird durch einen Lagerdeckel festgehalten, in dem gleichzeitg ein Ölnapf zur Schmierung eingegossen ist.

Die Steuerräder für die Nockenwellen sind in einem vorn am Motor befindlichen Gehäuse staubdicht eingekapselt. Die Kurbelwelle trägt am hinteren Ende einen Flansch, an dem das Schwungrad festgeschraubt wird. Ein Spritzring vor diesem Flansch wirft das Öl ab, welches durch das Lager tritt.

Die Schmierung erfolgt durch das Ölbad im Kurbelgehäuse, wodurch auch gleichzeitig die beiden offenliegenden Nockenwellen geschmiert werden. Die Pleuelstangenköpfe tragen unten kleine Schöpfer, die in das Öl hineintauchen und es bei der Geschwindigkeit, mit welcher sie hindurchfahren, fangen und gegen den Kurbelzapfen jagen. Das Pleuelstangenende im Kolben hat oben gleichfalls besondere Schmierlöcher, in denen sich das Öl sammeln und zum Kolbenbolzen durchfließen kann. Das im Kurbelgehäuse umherspritzende Öl sammelt sich in Ölnäpfen an den Seitendeckeln und läuft von dort durch Kanäle zu den Lagern der Steuerräder und der äußeren Kurbelzapfen. Das aus den Lagern austretende Öl sammelt sich unterhalb derselben und läuft durch Kanäle wieder in das Kurbelgehäuse zurück.

Der Stoewer-Motor.

Der in Figur 331 dargestellte Vierzylinder Stoewer-Motor von 30/38 PS Leistung bei 120 mm Bohrung und 130 mm Hub findet für Omnibusse und Lastwagen Verwendung, während die in den Schnitten Figur 329 und 330 wiedergegebene Type von 12/20 PS. Leistung bei 90 Bohrung und 120 Hub für leichte Tourenwagen gebaut ist.

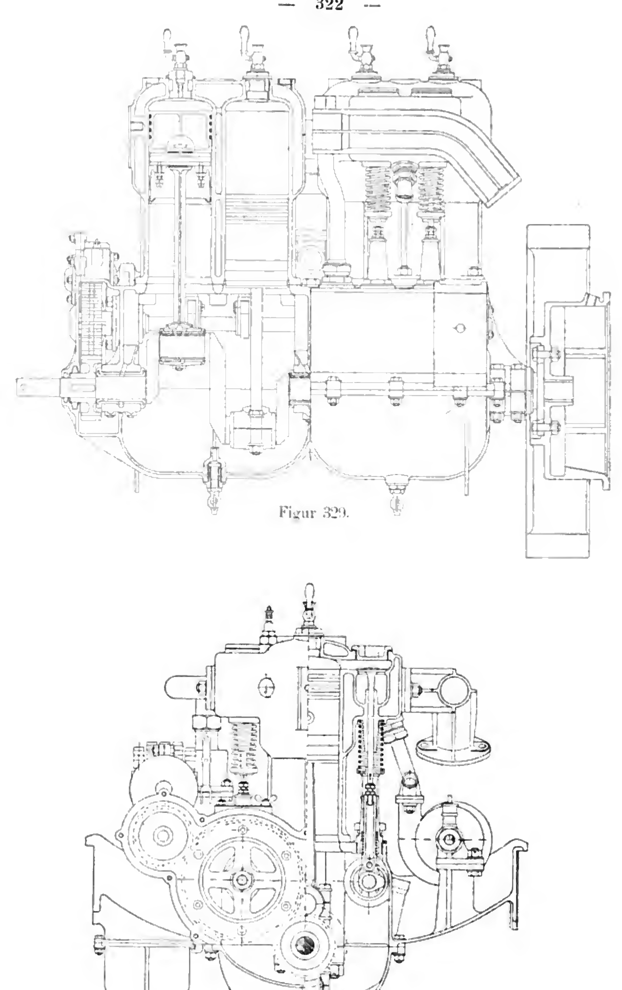
Entsprechend dem Verwendungszweck der Motoren ist auch ihre Konstruktion eine verschiedene. Der Lastwagenmotor zeigt in seinen Grundzügen überall Rücksichtnahme auf den Dauerbetrieb in einem langsam laufenden Wagen unter hoher Belastung.

Der Motor ist nach der T-Form gebaut, mit gegenüberliegenden Ventilen, die gegenseitig auswechselbar sind. Die Ventilspindeln laufen in gußeisernen Führungen, die mit den Ventilkammern zusammen gegossen sind. Die Federn sind zylindrisch und ruhen unten in Federtellern, die durch Keile festgehalten werden. Der Ventilstößel läuft in einer auf das Kurbelgehäuse aufgesetzten Führung, die durch Muttern und Stehbolzen festgehalten wird. Das untere Stück ist vierkant gehalten, um an der Drehung gehindert zu werden, und enthält die Rolle, die auf dem Nocken abrollt.

Auf der Seite der Einlaßventile befindet sich auch das Gestänge der Abreißzündung, das von der Einlaßventilnockenwelle aus durch auf ihr befindliche Zündnocken und einen doppelarmigen Hammer betätigt wird. Die Zündmomentverstellung erfolgt durch Vorschieben bezw. Zurückziehen dieses Hammers, der durch den in der Mitte des Hammers angelenkten kurzen senkrechten Hebel verstellt wird.

Besonderer Wert ist auf eine gute Kühlung und zweckentsprechende Führung des Wassermantels gelegt, der die Ventilsitze und -führungen reichlich kühlt.

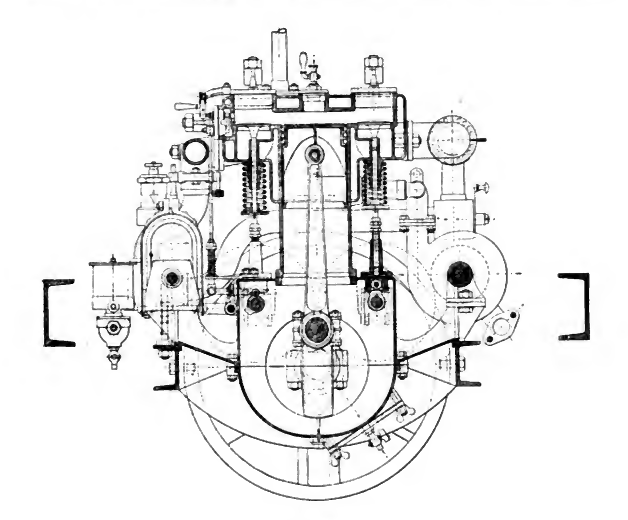
Bemerkenswert ist die Lage des Abreißers in einer besonderen Kammer, die durch ein Loch mit dem Ventilraum in Verbindung steht und stets frisches Gas erhält, da der beim Ansaugen entstehende Wirbel auch die Kammer reinigt. Durch die Entflammung des Gemisches in der Abreißerkammer entsteht eine Stichflamme, die aus dem Loch heraus in das frische Gemisch schlägt und es, ähnlich wie eine Art Initialzündung, kräftiger entzündet.



Figur 329.

Das Kurbelgehäuse ist horizontal in der Mitte geteilt. Das Mittellager der Kurbelwelle wird vom Gehäuseoberteil getragen, an dem auch die Tragarme angeschlossen sind. Ober- und Unterteil sind sehr kräftig durch innere und äußere Querrippen versteift, deren Anordnung aus der Zeichnung Figur 330 hervorgeht. Am Unterteil sind schräg unten zur Besichtigung bezw. Nachstellung der Stangenkopflager Öffnungen vorgesehen, die durch Deckel verschlossen werden.

Der Motor ruht im Wagen auf einem Hilfsrahmen, dessen Träger, ebenso wie die Hauptträger des Wagens, in der Figur im Schnitt eingezeichnet sind. Die Anordnung des Vergasers, des Magnetapparates und der Wasserpumpe, sowie der Wasserzu- und -abführung ist aus der Zeichnung ebenfalls gut ersichtlich.



Figur 331.

Fig. 329 und 330 zeigen den Motor, wie er für leichte Tourenwagen Verwendung findet.

Auch er besitzt gegenüberliegende Ventile, die untereinander auswechselbar sind. Die Spindeln laufen auch hier direkt in der gußeisernen Führung. Bemerkenswert ist die sehr gute Kühlung des Ventilsitzes und der Ventilführung, die beide reichlich Wasser bekommen.

Die Wasserzuführung erfolgt direkt von der Pumpe durch eine kurze Rohrleitung in die Kammer der Auspuffventile. Die Ausführung der Ventilstößel ist hier eine andere. Die runden hohlen Stößel werden in aufgeschraubten Führungen geführt, die im unteren Teile erweitert sind, um eine schwache Feder aufnehmen zu können, die den Stößel beständig herunter und auf den Nocken drückt, sodaß die Ventilfeder von dieser Arbeit befreit ist. Der Lauf dieser Organe wird dadurch geräuschloser. An der Drehung wird der Stößel durch sein gabelförmiges unteres Ende gehindert, das über die Nockenwelle greift. Auf dem Nocken läuft auch hier eine Rolle. Der Kopf des Stößels ist verstellbar und besteht aus einer Schraube, die in den Stößel eingeschraubt ist und durch eine Gegenmutter gesichert ist.

Sehr einfach und zweckmäßig ist der Verschluß der oberen Zylinderöffnung und des Wassermantels durch einen einzigen Pfropfen, der gleichzeitig den Kompressionshahn trägt. Die Zylinder sind paarweise in einem Block mit Zwischenraum für das Kühlwasser gegossen. Die Einführungsöffnungen für die Ventile werden durch eingeschraubte Butzen verschlossen, in denen über den Einlaßventilen die Zündkerzen für die Hochspannungsmagnetzündung sitzen. Diese Motoren sind nicht mit Magnetabreißzündung, sondern mit Lichtbogenzündung versehen.

Das Kurbelgehäuse ist horizontal in der Mitte geteilt. Die Tragarme für den Motor und die drei Lager der Kurbelwelle befinden sich am Oberteil des Gehäuses, sodaß das Unterteil abgenommen werden kann, ohne daß ein anderer Teil des Motors abgebaut zu werden braucht. Die Steuerräder für die Nockenwellen und die Antriebsräder für die zwangläufig angetriebenen Organe, wie Magnetapparat und Pumpe sind in einem besonderen am Oberteil angegossenen Gehäuse öl- und staubfrei eingekapselt.

Das Schwungrad ist auf einem an dem Kurbelwellenende sitzenden Flansch angeschraubt und seine Nabe ist zur Aufnahme einer Lamellenkupplung ausgebaut.

Die Schmierung erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Spritzöl, das sich in Näpfen auf den Lagern und den Stangenköpfen sammelt und von dort durch Kanäle und Nuten an die Schmierstellen gelangt.

Der Fiat-Motor mit automatischer Anlassvorrichtung.

Der Fiatmotor entspricht in seiner Gesamtanlage den laufenden Motortypen. Er besitzt paarweise zusammengegossene Zylinder mit symmetrisch zu beiden Seiten der Zylinder sitzenden Ventilen. Auf der Seite der Einlaßventile befinden sich die Abreißgestänge für die magnet-elektrische Abreißzündung. Besonders bemerkenswert ist die automatische Anlaßvorrichtung des Motors, die sich auf der Seite der Auslaßventile befindet.

Figur 332 zeigt eine Seitenansicht des Apparates, wie derselbe an einem Vierzylindermotor angebracht ist. Jeder Zylinder trägt außer seinen gewöhnlichen Einlaß- und Auspuffventilen ein weiteres kleines Ventil D, dazu bestimmt, der Druckluft, welche in einem Reservoir C enthalten ist, Einlaß zu gewähren. In diesem Reservoir wird die Druckluft aufgespeichert, nachdem dieselbe durch die direkt vom Motor aus betriebene Luftpumpe A komprimiert worden ist. Diese Ventile sind völlig gleich konstruiert.

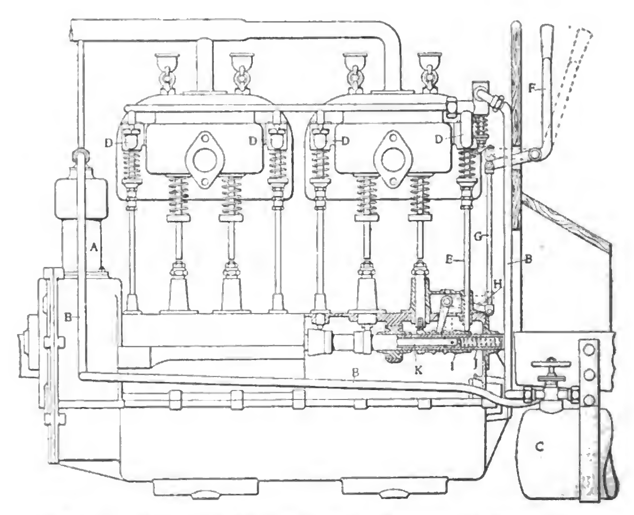
Die Nockenwelle J des Motors ist hohl und wird im Innern von einer zweiten Welle K durchzogen, welche rechts von der Ventilspindel einen Stift trägt. Dieser Stift bewegt sich in den Längsnuten der Nockenwelle, die in einer Muffe I läuft. Diese Muffe I kann sich daher auf der Nockenwelle drehen, sobald man die zweite innere Welle K bewegt, ihre Drehung ist jedoch von den beiden Wellen K und J abhängig. Die Muffenoberfläche, die an der einen Seite zylindrisch ist, trägt am unteren Ende eine Nocke. Wird daher die Muffe nach der ersteren Richtung hin bewegt, so läßt sie die Ventilspindel E unberührt, während sie bei einer Bewegung nach dem Nockenende zu die Ventilspindel E in dem Augenblicke hebt, wo der Zylinderkolben am Kompressionspunkte angelangt ist.

Die Arbeit des Apparates geht dann wie folgt von statten:

Während der Motor stillsteht, wird die erwähnte innere Welle K durch eine Feder in ihrer Normalstellung gehalten. Wird diese innere Welle verschoben, so wirken die vier Nocken auf die Spindeln der Extraventile D. Bei einem Vierzylindermotor befindet sich bekanntlich einer der Zylinder fast immer im Kompressionsstadium. Sobald daher das Ventil D dieses Zylinders sich hebt, um die Druckluft durch die vorgesehene Leitung einzulassen, setzt sich der Motor in Gang. Die

anderen Nocken und die damit verbundenen Ventile arbeiten nacheinander in derselben Weise, und nach einigen Umdrehungen ist der normale Gang des Motors gesichert. Sobald dies geschehen, schaltet sich die erwähnte Innenwelle K aus und tritt in ihre Normalstellung zurück.

Die Betätigung dieser Innenwelle ist ganz besonders sinnreich eingerichtet. Am Spritzbrett befindet sich leicht erreichbar ein Hebel F, welcher die Druckluftleitung bei einem Zug mit komprimierter Luft füllt. Gleichzeitig füllt sich ein kleiner, am Ende der Leitung befindlicher Zylinder mit Druckluft, welcher mittels eines Kolbens und dessen Kolbenstange auf das Ende der Innenwelle K wirkt und diese verschiebt. Die Öffnung des Hebels bewirkt daher zugleich das Arbeiten der Nocken und Extraventile und die Einführung der Preßluft über die Zylinderkolben. Sobald der Motor läuft, schließt man die Preßluftleitung, und die vom Motor aus betriebene Luftpumpe ergänzt den Druck im Reservoir automatisch bis auf zwölf Atmosphären.



Figur 332. Vierzylindriger Fiatmotor mit automatischer Anlassvorrichtung.

Der Astermotor.

Der Motor hat einzeln stehende Zylinder. Die Ventile sind sämtlich gesteuert und liegen einander gegenüber. Die Kolbenstangen sind lang, wodurch der Seitendruck des Kolbens auf die Zylinderwände und infolgedessen auch die Reibung verringert wird. Auch die Kolben sind lang, wodurch eine größere Abdichtung gegen das Durchschleudern von Öl in die Explosionskammern erreicht wird. Die Kolbenachse ist dadurch auch von der Kolbenoberfläche, welche von den Verbrennungsgasen betroffen wird, weiter entfernt und ist der Hitze weniger ausgesetzt. Die Ventilführungen sind von Wasser umspült. Die Ventile werden dadurch sehr gut gekühlt und vor Überhitzung geschützt. Die Nockenwellen des Motors sind mit den Nocken, welche die Ventile steuern, aus dem ganzen herausgedreht, sodaß Störungen infolge Lockerwerden der Nocken durch Nachlassen der Nockenbefestigung nicht vorkommen können. Die Nockenwelle der Ansaugventile trägt die Schwungkugel des Regulators, welcher außerordentlich empfindlich arbeitet und ein sehr ruhiges und gleichmäßiges Arbeiten des Motors, sowie Benzinersparnis herbeiführt. Die Nockenwellen werden durch Zahnräder, und zwar Messing gegen Fibreräder und von der Motorhauptquelle geräuschlos betätigt.

Der Motor ist mit dem Getriebe in einem besonderen Hilfsrahmen untergebracht. Bemerkenswert ist die sorgfältige Führung der Kabelleitungen in einem dicken Gummirohr. Die Zündkerzen sitzen zu je zweien in den über den Einlaßventilen liegenden Butzen und werden von den kühlen, frischen Gasen in energischer Weise bespült.

Die Regulierung des Astermotors erfolgt durch einen im Steuerrad der Nockenwelle für die Einlaßventile angeordneten Regulator, dessen Kugeln 55 durch eine Feder 56 zusammengezogen werden. Sobald die Zentrifugalkraft bei der Drehung der Nockenwelle die Federbelastung übersteigt, heben sich die Hebel 54 und ziehen mit den kleinen Winkelhebeln die Muffe 57, 58 nach außen. Diese Muffe bewegt wieder einen Doppelarmhebel, der durch die Stoßstange 65 die Ventile 61 ihren Sitzen nähert und sie eventuell schließt. Dadurch wird die Gaszufuhr geschlossen bezw. abgesperrt. Der Motor wird in Deutschland in die Beckmannwagen eingebaut.

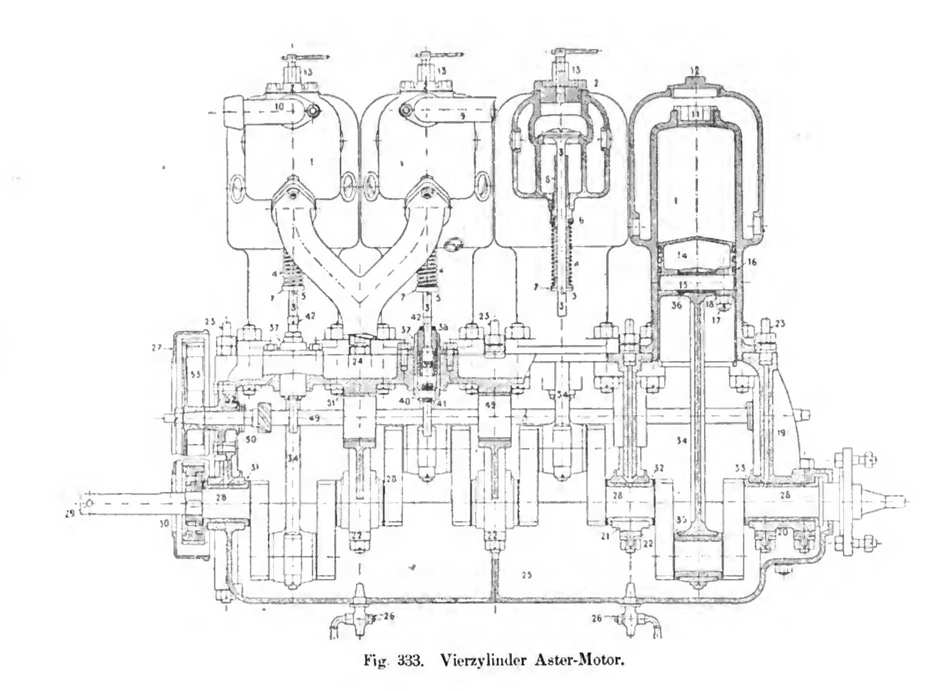


Fig. 333. Vierzylinder Aster-Motor.

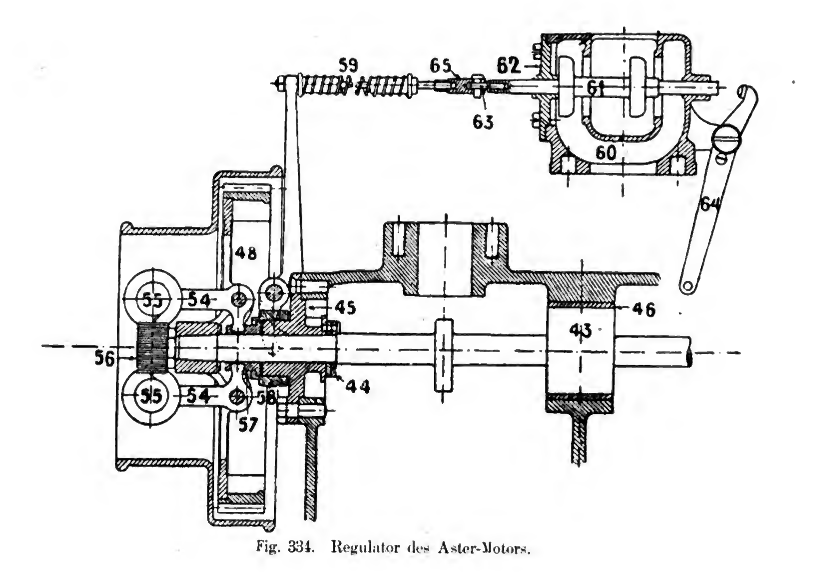


Fig. 334. Regulator des Aster-Motors.

Der Scheibler-Motor.

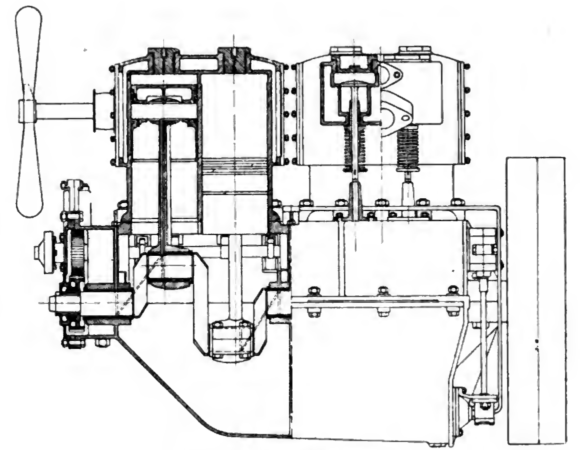
Der Scheibler-Motor, dessen Zusammenstellung die Figur 335 zeigt, besitzt 125 mm Bohrung und 140 mm Hub. Die Zylinder sind paarweise ohne Wasserzwischenraum gegossen und haben einen gemeinsamen Wassermantel, der an den Schmalseiten durch aufgeschraubte Deckel verschlossen ist. Der vorderste Deckel trägt gleichzeitig das Lager für den Ventilator. Die Öffnung im Zylinderkopf ist durch einen eingeschraubten Butzen verschlossen, der durchbohrt ist und auch den Kompressionshahn aufnimmt.

Der Kolben besitzt fünf Kolbenringe, von denen vier oberhalb des Kolbenbolzens und einer unterhalb desselben liegen. Die Pleuelstangen sind an dem Kolbenende symmetrisch und am Kopfende einseitig gestaltet, da die Zylindermitten mit den Kurbelzapfenmitten nicht zusammenfallen. Diese Bauart ist gewählt, um eine kurze Baulänge des Motors zu erreichen. Die Kurbelwelle ist in drei Gleitlagern gelagert, von denen das mittelste am Oberteil des Kurbelgehäuses aufgehängt ist, während die beiden äußeren durch das Ober- und Unterteil gehalten werden.

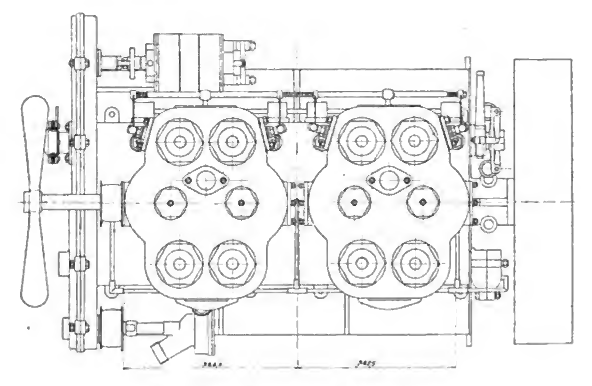
Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt und trägt am Unterteil, das ziemlich groß ausgebildet ist, eine besondere Ölkammer. Die Steuerräder für die Nockenwelle der Ventile und die von ihnen betätigten Antriebsräder für den Magnetapparat und die Pumpe, deren Welle gleichzeitig mit einer Riemenscheibe zum Antrieb des Ventilators versehen ist, sind öl- und staubdicht vor dem Motor eingekapselt.

Die Ventile sind zwangläufig gesteuert und liegen zu beiden Seiten der in T-Form gebauten Zylinder. Sie sind kegelförmig und laufen mit ihren Spindeln in Führungen, die von unten in die Ventilkammer eingeschraubt werden. Die Einführungsöffnungen über den Ventilen sind durch eingeschraubte zylindrische Butzen verschlossen. Die Ventilfedern legen sich mit dem oberen Ende gegen die Flanschen der Ventilführungen und ruhen mit dem unteren Ende in Tellern, die durch Keile auf der Spindel befestigt sind. Die Ventilstößel laufen in Führungen, die durch zwei Schrauben auf dem Gehäuse festgehalten werden. Das untere Ende des Stößels bildet eine Gabel, welche die Rolle für den Nocken enthält.

Die Befestigung der Zylinder auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses geschieht durch Stehbolzen. Um eine gute Befestigung zu sichern, sind die Stellen des Gehäuses wo die Stehbolzen sitzen, besonders kräftig durch aufgelegte Butzen verstärkt.



Figur 335. Scheibler-Motor.

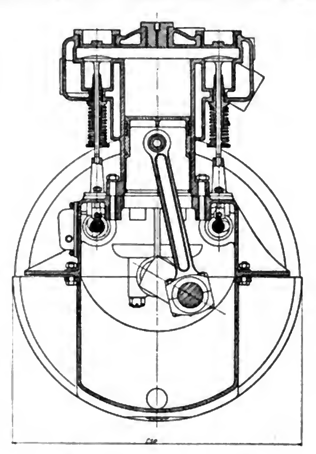


Figur 336. Scheibler-Motor.

Der Wassermantel ist weit gehalten und das Wasser kühlt besonders auch in vorzüglich reichlicher Weise die Ventilsitze und die Ventilführungen.

Der Motor ist mit Abreißzündung versehen, deren Zünder in die Kanäle der Ansaugventile gesetzt sind. Das Gestänge wird von der Nockenwelle der Ansaugventile betätigt. Die Verstellung der Zündung erfolgt durch Verstellung der Nockenhämmer mittelst einer Welle, die in einem besonderen an das Oberteil des Kurbelgehäuses auf der Einlaßventilseite angesetzten Kammer untergebracht ist. Auf dem vorderen Ende der Nockenwelle für die Einlaßventile befindet sich der Stromverteiler und auf dem rückwärtigen Ende auf der Schwungradseite der Regulator.

Auf der Einlaßventilseite befindet sich der Vergaser und der Magnetapparat, während sich auf der Auspuffseite nur die Wasserpumpe und die Wasserzuführung befinden. Die Wasserabführung erfolgt oben auf den Zylinderköpfen durch je ein Rohr für zwei Zylinder. Die Schmierung des Motors wird sowohl durch das Ölbad im Kurbelgehäuse wie auch zwangläufig durch eine im Aufriß neben dem Schwungrade sichtbare Ölpumpe besorgt, die das Öl durch Schmierleitungen zu den Kurbelwellenlagern treibt, von wo es durch die in der Zeichnung sichtbaren schrägen Bohrungen zu den Pleuelstangenköpfen bezw. Kurbelzapfen und von dort durch die der Länge nach durchbohrten Pleuelstangen auch bis zu dem Kolbenbolzen treten kann.



Figur 337. Scheibler-Motor.

Der Argus-Motor.

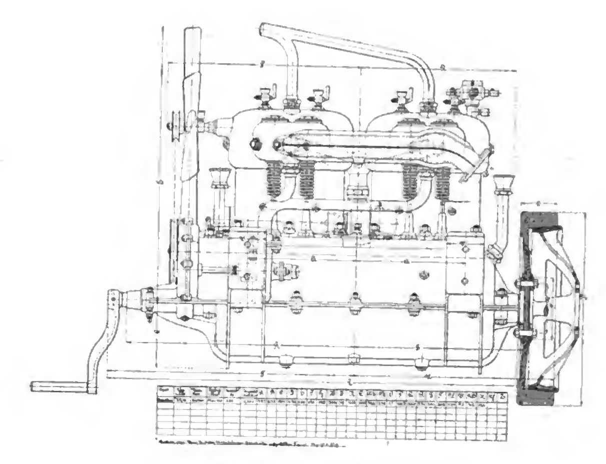
Der Argus-Motor von 120 × 130 mm leistet bei 8 bis 900 Touren pro Minute nach der Steuerformel des Vereins deutscher Motorfahrzeug-Industrieller ($N = 0,3 . i . D^2 . s$) 22,4 PS. Sein Gewicht beträgt 250 kg und sein Brennstoffverbrauch 310 g Benzin pro Pferdekraftstunde.

Er hat paarweise in einem Block zusammengegossene Zylinder, deren Wassermantel bis etwa zum halben Kolbenhub heruntergezogen ist.

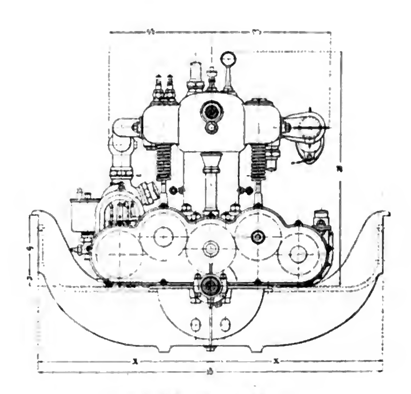
Die Ventile sind Kegelventile und sitzen in Führungen, die von oben in die Ventilkammern eingesetzt werden. Die Einführungsöffnungen über den Ventilen sind durch eingeschraubte Butzen verschlossen. In diesen Butzen sitzen über den Saugventilen die Zündkerzen für die Akkumulatoren- und die Magnetzündung. Die Saugventile befinden sich auf der rechten Seite und die Auspuffventile auf der linken Seite der in T-Form gebauten Zylinder. Am vordersten Zylinderpaar ist an der vorderen Schmalseite ein Butzen angegossen, in den die Welle für den Ventilator eingeschraubt ist. Die Öffnungen auf den Zylinderköpfen sind durch Butzen verschlossen, in denen die Kompressionshähne eingeschraubt sind. Das Auspuffrohr ist zur besseren Kühlung mit Rippen versehen. Je zwei Einlaß- bezw. zwei Auslaßventile besitzen eine gemeinsame Einlaß- bezw. Auslaßöffnung für die Gase. Die Ventilfedern sind ziemlich breit gehalten, um eine zu starke Erwärmung zu verhindern. Sie legen sich mit ihrem oberen Ende gegen die Ventilkammer, während das untere Ende aufgebogen und durch ein Loch der Ventilspindel gesteckt ist. Die Ventilstößel laufen in Führungen, die einzeln in das Kurbelgehäuse eingeschraubt sind.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle horizontal geteilt. Die Kurbelwelle ruht in drei Lagern, die von dem Ober- und Unterteil gebildet werden. Die Befestigung des Zylinders am Oberteil erfolgt durch Stehbolzen und Muttern. Die Tragarme des Gehäuses sitzen am Unterteil.

Am Oberteil des Kurbelgehäuses befindet sich gleichfalls das Gehäuse für die Steuerungsräder der beiden Nockenwellen, von denen auch die Räder des Magnetapparates und der Wasserpumpe zwangläufig angetrieben werden. Auf dem herausstehenden Ende der Nockenwelle der Ansaugventile sitzt die Riemenscheibe für den Antriebsriemen des Ventilators.



Figur 338. Argus-Motor.



Figur 339 Argus-Motor.

Die Schmierung des Motors erfolgt einesteils durch das Ölbad im Kurbelgehäuse sowie durch besondere Schmierleitungen, die von einer Zentralstelle aus die Lager mit Öl versorgen und das Öl auch den Zylindern zuführen, von denen jeder zwei einander gegenüberliegende Schmierstellen besitzt, die in der Höhe des Kolbenbolzens liegen, wenn der Kolben seinen tiefen Stand erreicht hat. Die Entlüfter für das Kurbelgehäuse, die für den Druckausgleich zwischen dem im Kurbelgehäuse herrschenden Überdruck und der atmosphärischen Luft dienen, befinden sich am vorderen und hinteren Ende des Kurbelgehäuses.

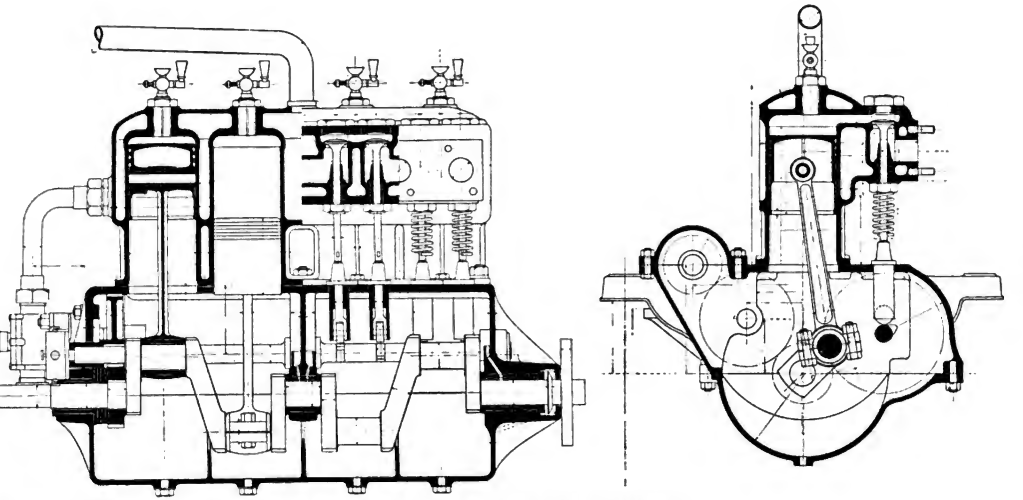
Das Schwungrad ist an der Kurbelwelle durch einen Flansch befestigt. Es ist in der Mitte nicht durchbohrt, sondern die Befestigungsschrauben halten gleichzeitig auch auf der Innenseite des Schwungrades einen zweiten Flansch fest, der in der Mitte einen mit der Kurbelwelle gleichachsigen Wellenfortsatz trägt, der zur Zentrierung der Kupplung dient. Die Kupplung ist eine Kegelreibungskupplung und in sich geschlossen, d. h. wenn die Kupplung eingerückt ist, so findet keinerlei schädlicher Druck auf die Lager des Motors oder das Getriebe statt. Eine solche Beanspruchung tritt vorübergehend im Moment des Auskuppelns ein. Wir haben in der Reihe der Ausführungsformen, die an dieser Stelle beschrieben sind, auch Motoren gefunden, die an ihrem vorderen Ende ein Kugelspurlager oder ein anderes Drucklager zur Aufnahme des Kupplungsdruckes besitzen. Solche Konstruktionen sind nicht empfehlenswert. Sie lassen sich durch die Konstruktion einer in sich geschlossenen Kupplung auch leicht vermeiden.

M. A. B.-Motoren.

Die Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. H. Breuer & Co. in Höchst a. M. fabriziert zwei Motortypen. Erstens sogen. Blockmotoren für kleinere Leistungen von 6 bis 18 PS., zweitens Vierzylinder-Motoren mit je zwei zusammengegossenen Zylindern von 10 bis 40 PS.

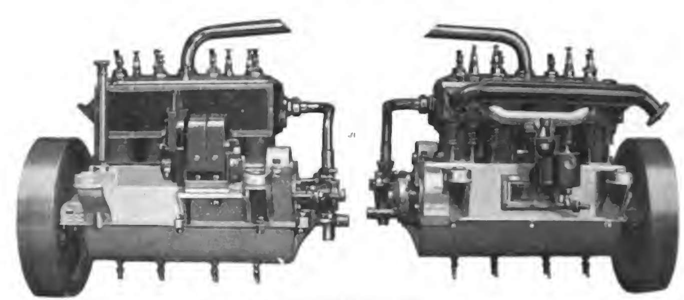
Über die Blockmotoren und deren konstruktive Durchbildung ist folgendes zu sagen:

a) Man stellte hier sämtliche Zylinder sowohl beim Zweizylinder-Motor als auch bei dem Vierzylinder-Motor in einem Gußstück (Block) her. Dieser gibt zunächst als „äußere" Vorteile eine raschere, daher billigere Bearbeitung, geringeres Gewicht, indem die Wassermäntel zwischen je zwei Zylindern wegfallen, sehr einfache und übersichtliche Anordnung sämtlicher Armaturen und Leitungen. Als „innerer" Vorteil ist besonders zu sagen, daß das elastische Durchbiegen des Gehäuses hier auf einfache Weise vollkommen ausgeschaltet wird. Es ist bekannt, daß bei Vierzylinder-Motoren mit einzelnen oder paarweise zusammengegossenen Zylindern bei Vollbelastung ein dem freien Auge nahezu erkennbares Durchbiegen des Gehäuses eintritt, was sowohl im Gehäuse als besonders in der Kurbelwelle Beanspruchungen erzeugt, die sich rechnerisch kaum mehr verfolgen lassen. Durch die Blockzylinder werden diese Nebenkräfte, die infolge von Resonanz-Schwingungen bedeutende Größen erreichen können, vollständig umgangen und man erreicht, daß das Gehäuse bei mindestens gleicher Festigkeit bedeutend leichter gehalten werden kann. Für die Wasser-Zu- und Abführung ist hier nur je ein Rohr notwendig. Bei Motoren mit einzelnen Zylindern ist es vielfach nötig, die Eintrittsöffnungen des Wassers ungleich groß auszuführen, um in den Zylindern eine gleichmäßige Kühlung zu erzeugen. Der Wassereintritt ist bei diesen Motoren recht gut gewählt. Er befindet sich vorn am Zylinderblock direkt neben der ersten Auspuffkrümmung. Von hier aus schießt das Wasser in geradem Strahl, sämtliche Auspuffkrümmer berührend, bis zum letzten, wo es in seiner Richtung erst gebrochen wird. Unter Benutzung des Umstandes, daß einerseits das Wasser immer an jener Stelle am besten kühlt, wo es aus seiner Stromrichtung abgelenkt wird, es aber andererseits natürlich am kältesten bei seinem Eintritt ist, erreicht man hier eine vollkommen gleichmäßige Kühlung längs des ganzen Wasserraumes, mit besonderer Berücksichtigung jener Stellen, die der Kühlung am meisten



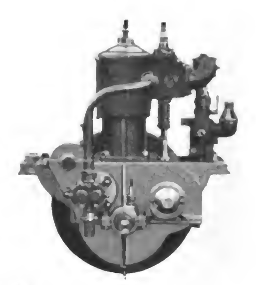
Figur 340 und 341. M. A. B. Vierzylinder Block-Motor.

bedürfen. Die Wasserräume sind überall groß gewählt, Luftsäcke sorgfältig vermieden. Der Wasseraustritt befindet sich am höchsten Punkt des Wasserraumes. Das Wasser umspült die Zylinder vollständig, da dieselben nicht dicht aneinandergegossen sind. Die Wasserzirkulation bewirkt eine Zahnradpumpe, die vorne am Motor sitzt und von der Kurbelwelle aus durch Zahnräder angetrieben wird.



Figur 342 und 343.
Der 10/12 PS. Vierzylinder-Blockmotor.





Figur 344 und 345.
Der 6/8 PS. Zweizylinder.

Die Einwendung, die gegen die Ausführung eines solchen Blocksystems gemacht werden könnte, daß das Heißlaufen und Zugrundegehen eines einzelnen Zylinders zum Verlust sämtlicher vier Zylinder führt, kann aus oben Gesagtem wirksam dadurch widerlegt werden, daß bei vollkommen gleichmäßiger Bearbeitung, Kühlung und gleichmäßiger Schmierung es ausgeschlossen erscheint, daß sich ein Zylinder dem

andern gegenüber im Nachteil befindet. Die Praxis hat diese Annahme vollauf bestätigt.

Das Streben, bei möglichst einfacher Konstruktion dieser Maschinen, den Kompressionsraum möglichst günstig zu gestalten, führte hier zu einseitig gelagerten Ventilen. Dabei kommt man mit einer Steuerwelle aus, vermindert Defektmöglichkeit, Reibungsarbeit und Kosten.

Der günstigste Kompressionsraum ist derjenige, der bei gegebenem Inhalt die kleinste Oberfläche hat, denn erstens steigt die relative Leistung des Motors, wenn die durch das Kühlwasser abgeführte Wärmemenge verringert wird, zweitens, und das ergibt sich daraus unmittelbar, wird die notwendige Kühlwassermenge bedeutend geringer.

Gerade bei den kleinen Motoren tritt dieser Vorteil in den Vordergrund. Nach einem bekannten Gesetz wächst bei ähnlichen Körpern der Inhalt mit der dritten Potenz, die Oberfläche mit der zweiten Potenz des linearen Maßes, denn bei kleinen Motoren ist die Oberfläche des Kompressionsraumes an und für sich verhältnismäßig viel größer, als bei großen Motoren.

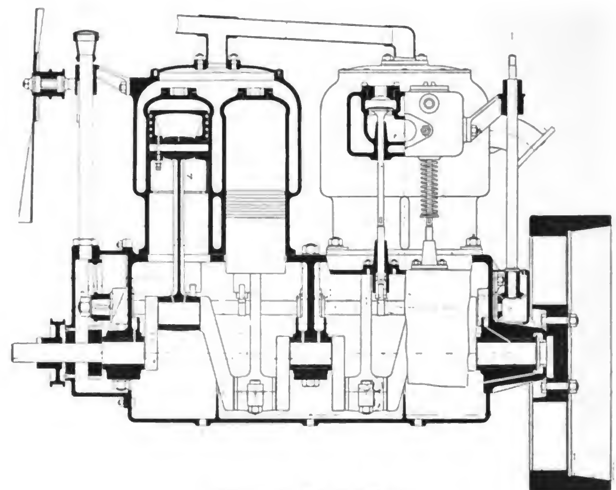
Die Zylinder sind auf der den Ventilen entgegengesetzten Seite offen gegossen. Dies bezweckt eine gute Lagerung der Gußkerne, hierdurch eine sehr exakte Ausführung des Gußes, ermöglicht eine leichte und gründliche Reinigung von Formsand und event. Kesselstein und verhindert ein Platzen des Zylinders beim Einfrieren.

Die Steuerräder sind in einfachster Weise in das Gehäuse mit eingekapselt, dadurch vor Verunreinigung am besten geschützt und einer vorzüglichen Ölung unterworfen. Ein Bedenken gegen diese Anordnung wegen der Demontage ist kaum zu erheben, weil bei ihrer Ausführung Schäden ebensowenig eintreten, wie bei den anderen Teilen, die sich im Kurbelgehäuse bewegen, und weil ferner eine Demontage, falls notwendig, infolge der geringeren Gewichte sämtlicher Teile dieser kleinen Motoren und wegen des abnehmbaren Gehäuseunterteils leicht vorgenommen werden kann.

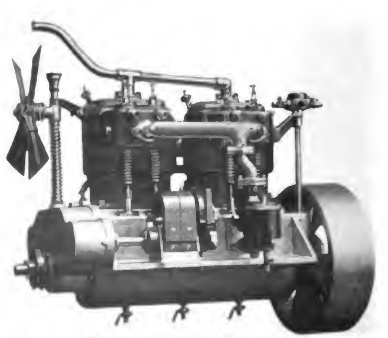
Die Blockmotoren besitzen auf der Kurbelwelle ein Druckkugellager zur Aufnahme des Axialschubes belasteter Kupplungen und werden mit einem automatischen Vergaser geliefert, der auf der Ventilseite angebracht ist.

Jeder Motor ist mit Stromverteiler (mit Rollenkontakt) für Batteriezündung ausgerüstet. Ein Magnetapparat für Lichtbogenzündung ist ebenfalls vorgesehen.

Auf eine besonders gleichmäßige Schmierung sämtlicher bewegten Teile ist besondere Sorgfalt gelegt. Sie geschieht im Prinzip dadurch, daß das Öl, welches durch die am Gehäuse angebrachten Schmierrohrstützen in das Kurbelgehäuse gelangt, zunächst die die Kurbelwellenlager speisenden Ölfänger bestreicht, dann auf den Grund der Kurbelkammern fließt, wo es durch die Rotation der Welle umhergeschleudert



Figur 346. M. A. B.-Motor.



Figur 347. M. A. B.-Motor.

wird und als Ölstaub sämtliche laufenden Teile benetzt. Das hintere längere Kurbelwellenlager wird noch besonders geschmiert. Zu den Schmierstutzen führen, wie üblich, die Ölrohre von einer Zentralstelle aus

b) Auf die zweite Motorentype der Firma Breuer soll noch kurz hingewiesen werden. Sie ist, wie schon erwähnt, den größeren Leistungen entsprechend von anderen Gesichtspunkten aus behandelt. Man hat hier die bekannte symmetrische Zylinderanordnung in T-Form, die zwei Steuerwellen erfordert. Rohrleitungen, Apparate, Vergaser usw. sind in übersichtlicher und bequem zugänglicher Weise angeordnet.

Die Zündung besorgt ein Lichtbogen-Apparat; für Akkumulatorenzündung ist ein Stromverteiler auf vertikaler Welle angebracht.

Das Schwungrad ist zweckmäßig als Ventilator ausgebildet. Bei den Motoren von 30 PS. aufwärts ist zum Zwecke eines leichten Anwerfens eine Dekompressionsvorrichtung angebracht, die sich beim Ankurbeln automatisch ein -und ausschaltet.

Für Schmierung und Kühlung treffen im Prinzip dieselben Grundsätze zu, wie schon oben erläutert.

Die Zylinder sind aus bestem Spezialguß. Kurbelwellen und Ventilkegel aus hochwertigem Chromnickelstahl. Sonstige bewegliche Stahlteile aus bestem Einsatzmaterial. Selbst für Schrauben und Muttern sind bessere Stahlsorten gewählt worden. Die Lagerschalen sind mit einer Weißmetall-Legierung ausgefüttert. Die Zahnräder sind teils aus Stahl, teils aus Phosphorbronze.

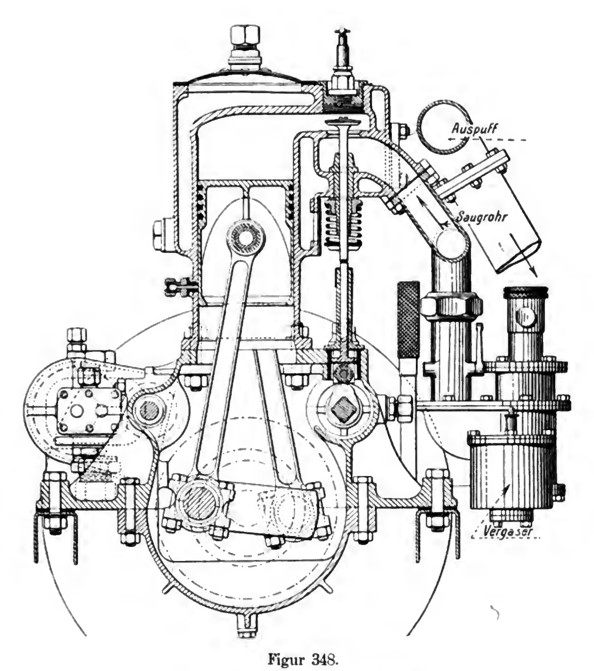
Der Motor von Charron, Girardot & Voigt.

Die Firma Charron, Girardot & Voigt benutzt ihren 14 pferdigen Vierzylinder-Motor (Abbildung 348) hauptsächlich für Stadtwagen. Die vier Zylinder des Motors sind in einem einzigen Block gegossen. Diese neue Konstruktion ist zum ersten Mal von der genannten Firma und von Renault gezeigt worden und bezweckt, einen undeformierbaren und vereinfachten Zylinderblock zu erhalten, der auch gleichzeitig eine einfachere Führung der Kanäle gestattet und die Anzahl der Schrauben und Anschlüsse u. dgl. vermindert.

Der Wassermantel der Zylinder ist oben offen und wird durch einen besonderen Blechdeckel, an welchem der Wasserabfluß angenietet ist, verschlossen. Auch an der Ventilseite trägt der Wassermantel Deckel, zum Zweck der Reinigung des Wasserraumes von Kesselstein. Der Wasserraum ist reichlich bemessen und so geführt, daß die Ventilführungen und -sitze gut gekühlt werden. Der Zylinderblock ist nicht durch Stehbolzen, sondern durch einfache oben und unten mit Muttern versehene Bolzen auf dem Oberteil des Kurbelgehäuses festgehalten.

Der Kolben ist oben flach und innen durch Rippen versteift, die in der Figur deutlich erkennbar sind. Er besitzt vier Kolbenringe hinter einander; die ziemlich dünne Kolbenwand ist am unteren Rande durch eine rings umlaufende Wulst versteift.

Die Ventile sitzen sämtlich nebeneinander auf einer Seite des Motors und werden von unten durch eine einzige Nockenwelle mit acht Nocken gesteuert. Die Ventilspindeln gleiten in besonderen von oben in die Ventilkammern eingesetzten und unten durch eine Mutter festgezogenen Führungen. Diese Mutter besitzt einen Ansatz, der gleichzeitig der kurzen und breiten Ventilfeder als Widerlager dient, die mit dem andern Ende sich gegen einen mittels Keils auf der Spindel festgehaltenen Ventilteller legt. Der Ventilstößel ist sehr einfach ausgebildet und läuft mit dem unteren gabelförmigen Ende, welches die Rolle trägt, in einer breiten Führung, während der Schaft der ganzen Länge nach in einer schlanken hohen Führung gleitet. Die Führungen der zwei Ventile jedes Zylinders werden durch einen gemeinsamen Bügel auf dem Kurbelgehäuseoberteil festgehalten. Die Nockenwelle ist mit den Nocken nicht aus einem Stück gearbeitet, sondern diese sind auf die betreffenden vierkantig gestalteten Stellen der Nockenwelle aufgeschroben. Über den Ventilen sitzen eingeschraubte zylindrische



Figur 348.
Charron, Girardot & Voigt-Motor.

Butzen, in denen über den Saugventilen die Zündkerzen untergebracht sind.

Eine in der Höhe der Nockenwelle auf der gegenüberliegenden Seite des Kurbelgehäuses liegende Welle treibt durch Zahnräder die Wasserpumpe an.

Das Kurbelgehäuse ist in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt. Die Tragarme sind an dem Oberteil angegossen. Bemerkenswert sind die sehr kräftigen Verstärkungen des Ober- und Unterteils an den Stellen, wo Schraubenbolzen hindurchgesteckt sind. Unter der Nockenwelle ist das Gehäuseoberteil zu einer vorspringenden Rinne ausgebildet, die das herumspritzende Öl sammelt, in welches dann die Nocken eintauchen. Das Gehäuseoberteil trägt auch gleichzeitig das mittlere Kurbelwellenlager, sodaß die Kurbelwelle beim Abnehmen des Gehäuseunterteils von dem mittleren Lager festgehalten wird. Das Unterteil des Kurbelgehäuses wird durch Querwände in vier Kammern geteilt. Dies hat den Zweck, den einzelnen Pleuelstangenköpfen auch beim Befahren von Steigungen oder Gefällen gute Schmierung zu sichern. Das Unterteil des Kurbelgehäuses ist durch Längsrippen versteift, und enthält mit dem Oberteil zusammen die beiden Endlager der Kurbelwelle, die somit insgesamt an drei Stellen gelagert ist. Der Motor hängt mit seinen Trägern nicht direkt an den Seitenträgern des Wagen-Untergestelles, sondern ruht auf einem besonderen aus ⊓-Eisen gebildeten Hilfsrahmen. Die Schmierung der Kurbelwelle erfolgt durch ein Ölbad im Kurbelgehäuse, wie bereits erwähnt, außerdem führen Schmierleitungen zur Nockenwelle und zum Zylinder. Die Anschlußstelle für die Schmierleitung am Zylinder ist in der Zeichnung deutlich zu erkennen. Bemerkenswert ist das große Schwungrad des kleinen Motors.

Der Brasier-Motor.

Die Brasier-Motoren sind vierzylindrig bis auf die sechszylindrige Type von 45/60 PS. Die Zylinder sind paarweise in einem Block zusammengegossen und tragen die Ventile, die untereinander auswechselbar sind, sämtlich auf einer Seite. Die Zylinder sind etwas aus der Mitte gesetzt (desaxial). Diese Anordnung bietet den Vorteil, den größten Teil der Reaktionsdrucke der Pleuelstange auf die Zylinderwand während des Kompressions- und Explosionshubes unschädlich zu machen, woraus sich eine vollkommenere Ausbalancierung ergibt. Während beim axialen Motor die horizontalen Reaktionsdrucke stets auf derselben Seite des Kolbens auftreten und hier eine Abnutzung der Zylinderwand hervorrufen, treten sie beim desaxialen Motor auf beiden Seiten des Kolbens, wenn auch nicht im gleichen Maße, auf und die desaxiale Stellung der Zylinder stellt sich somit sowohl in Hinsicht auf die verringerte Abnutzung wie auf den verbesserten Massenausgleich als ein Fortschritt dar. Ein nach diesem Prinzip konstruierter Motor zeigt nur sehr wenig transversale Erschütterungen. Da somit die transversal auftretenden Kräfte vermindert werden, wächst die Leistung des Motors um diesen Betrag. Ferner ist der Teil des Hubes, während dessen Arbeit abgegeben wird, größer wie bei einem andern Motor des gleichen Hubes. Endlich ist auch der Teil des Kurbelkreises, während dessen Kraft an die Kurbel abgegeben wird, merkbar größer.

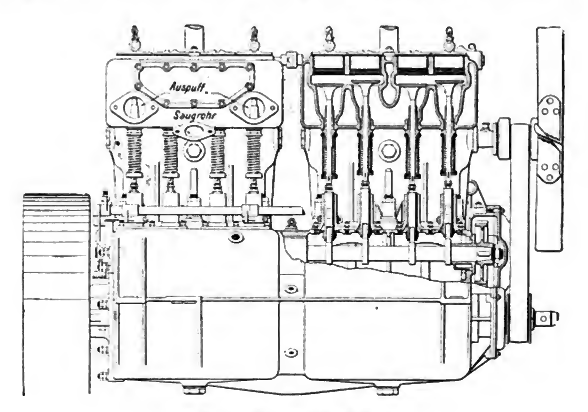
Die Pleuelstangen sind lang gehalten und besitzen große Reibungsflächen, um eine Abnutzung möglichst zu verhindern. Ebenso sind die Kolben lang gehalten, um zu verhindern, daß das Öl in den Verbrennungsraum gefördert wird. Um eine gute Schmierung des Kolbenbolzens zu sichern, ist das Pleuelstangenlager im Kolben möglichst weit vom Kolbenboden entfernt.

Die Ein- und Auslaßventile sind untereinander auswechselbar. Die Auspuffventile münden in eine Auspuffleitung und sind, wie aus der Zeichnung auch ersichtlich, reichlich von Wasser umspült, um ein Verziehen der Ventile zu vermeiden.

Die Nockenwelle ist verstärkt und aus einem einzigen Stück mit den Nocken hergestellt, um die Nachteile, welche sich bei besonders aufgesetzten Nocken zeigen, zu vermeiden. Das Profil der Nocken ist so gewählt, daß sich die Ventile so schnell wie möglich öffnen und schließen.

Die Steuerungsräder sind aus Stahl. Um möglichst kleine Steuerräder zu erhalten, ist ein Zwischenzahnrad zur Übertragung verwendet worden. Durch die Anwendung kleiner Zahnräder und die Einkapselung der Räder in ein staub- und öldichtes Gehäuse, wird jedes Geräusch vermieden. Der Ein- und Ausbau der Steuerräder ist einfach und leicht.

Das Kurbelgehäuse ist nicht geteilt, sondern nach dem sogenannten Tunnelsystem gebaut. Es ist vorn und hinten durch aufgeschraubte Deckel verschlossen, die die Lager für die Kurbelwelle tragen. Die Kurbelwelle ist in drei Gleitlagern gelagert. Die Schmierung erfolgt durch das Ölbad im Kurbelkasten. Der Motor ist mit einem empfindlichen Regulator versehen, welcher die Saugleitung zwangläufig drosselt. Die



Figur 349. Brasier-Motor.

Tragarme zur Aufhängung des Motors im Chassis sind zu je zweien an dem vorderen und hinteren Ende des Kurbelgehäuses angegossen, das in der Mitte etwas zusammengezogen ist, um jedem Zylinderblock ein getrenntes Ölbad im Kurbelkasten zu schaffen. An das Gehäuse sind auch Konsolen für den Magnetapparat und die Pumpe angegossen.

Die Öffnungen über den Ventilen sind durch Butzen verschlossen. Die Abreißzündung wird durch eine besondere an den Zylinderköpfen oben entlang geführte Nockenwelle betätigt, die zwischen den Zylindern durch ein Oldham'sches Gelenk verbunden ist, um bei Vibrationen der Zylinder nachgeben zu können. Ihr Antrieb erfolgt durch eine von den Steuerrädern ausgehende Kegelräderübertragung. Die Ventilfedern sind zylindrisch und ruhen oben und unten in Tellern. Die Führungen für

die Ventilspindeln sind von unten in die Ventilkammern eingeschraubt. Die Ventilstößel tragen am unteren Ende Rollen für die Nocken und am oberen Ende aufgeschraubte Köpfe, die durch Gegenmuttern festgestellt werden können und zur Nachstellung der Ventile dienen.

An der Ventilseite der Zylinder ist der Wassermantel durch große Deckel verschlossen, die die Reinigung des Mantels von Kesselstein ermöglichen. Die Wasserräume sind reichlich bemessen und die Strömung ist so geführt, daß die Auspuffventile besonders wirksam gekühlt werden. Die Führungen für die Ventile sind zu je zweien aus einem Stück gemacht und mit drei Schrauben am Kurbelgehäuse befestigt.

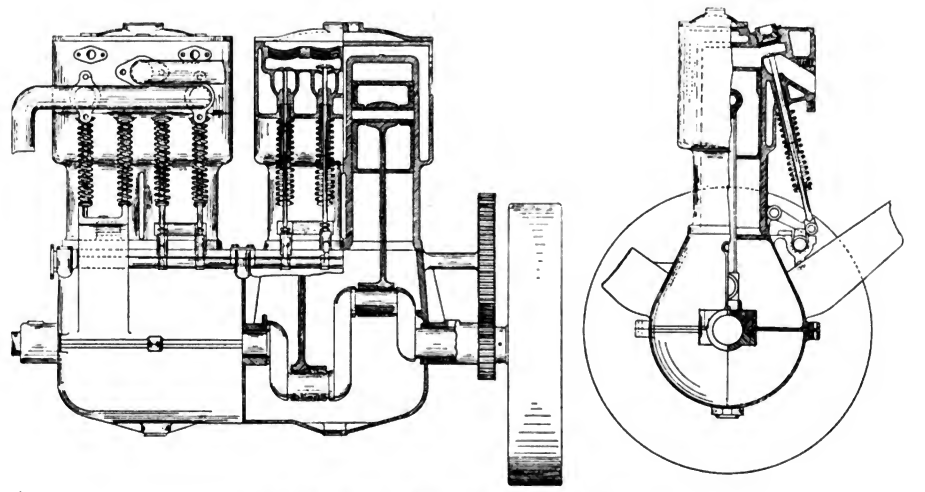
Der englische Daimler-Motor.

Der in der Abbildung 350 dargestellte englische Daimler-Motor ist insofern bemerkenswert, als bei ihm die Ventile nicht vertikal eingebaut sind und mit der Zylinderachse parallel laufen, sondern schräg angesetzt sind, so daß die Ventilspindel sich nach unten von dem Motor entfernt. Dies hat den Zweck, den schädlichen Raum, welchen die langen Ventilkanäle bieten, zu vermindern und die Kompression sowie die Ausnutzung der Ladung des Motors zu erhöhen. Die Ventilstößel sind nachstellbar und die Federn der Ventile sind sehr lang. Die Einführungsöffnungen der Ventile sind durch eingeschraubte Butzen verschlossen. Die Ventile liegen sämtlich an einer Seite der Zylinder und werden durch eine gemeinsame Nockenwelle gesteuert.

Die Zylinder sind mit einem gemeinsamen Wassermantel paarweise zusammengegossen und zwar ist auch zwischen den aneinanderstoßenden Zylindern ein genügender Raum gelassen, um das Wasser auch zwischen den Zylindern durchströmen zu lassen. Der Wassermantel ist oben durch einen großen Deckel verschlossen, von welchem die Abführungsrohre für das Wasser ausgehen.

Die Kurbelwelle ruht in drei Gleitlagern und zwar stehen die Kurbelzapfenmitten dichter einander wie die Zylindermitten. Dies macht eine einseitige unsymmetrische Konstruktion der Pleuelstangen notwendig, die hier ziemlich extreme Formen zeigt. Der Vorteil dieser Bauart ist, daß trotz großer Zylinderbohrung das Kurbelgehäuse ziemlich kurz bleibt und die Baulänge des Motors an und für sich kurz gehalten werden kann.

Der Motor von 28/36 PS. hat 110 × 150 mm und der Motor von 30/40 PS. hat 124 mm Bohrung und 150 mm Hub.



Figur 350 und 351. Motor der englischen Daimler-Co.

Der vierzylindrige Hurtu-Motor.

Die vier Zylinder sind paarweise zusammengegossen. Der vierzehnpferdige Motor hat 85 mm Bohrung und 110 mm Hub. Die Schnittzeichnung (Figur 352) zeigt verschiedene charakteristische Konstruktionseigentümlichkeiten. Die Ein- und Auslaßventile sind an die linke Seite des Motors gesetzt, (vom Schwungrad aus gesehen) und werden durch eine einzige Nockenwelle betätigt. Die Öffnungen über den Ventilen sind durch Butzen verschlossen, von denen die über den Saugventilen auch die Zündkerzen tragen. Die Butzen sind einfach eingeschraubt und werden nicht durch Bügel festgehalten. Die Kurbelwelle ruht auf fünf Lagern, die mit Phosphorbronzeschalen ausgelegt sind. Die beiden äußeren Lager sind sehr lang gehalten, um eine geringe Flächenpressung zu erreichen.

Die Steuerungsräder für die Nockenwellen sowie die Zahnräder für den Antrieb der Pumpe und des Magnetapparates befinden sich vorn am Motor und sind staub- und öldicht eingekapselt. Die Pumpe befindet sich an der linken Seite des Motors, während rechts der Magnetapparat und der Vergaser sitzt. Auf dem äußeren Ende der Nockenwelle für die Ventile befindet sich der Zentrifugalregulator, welcher die Gasdrossel betätigt. Der Magnetapparat und die Pumpe sitzen auf besonderen Ansätzen des Gehäuses.

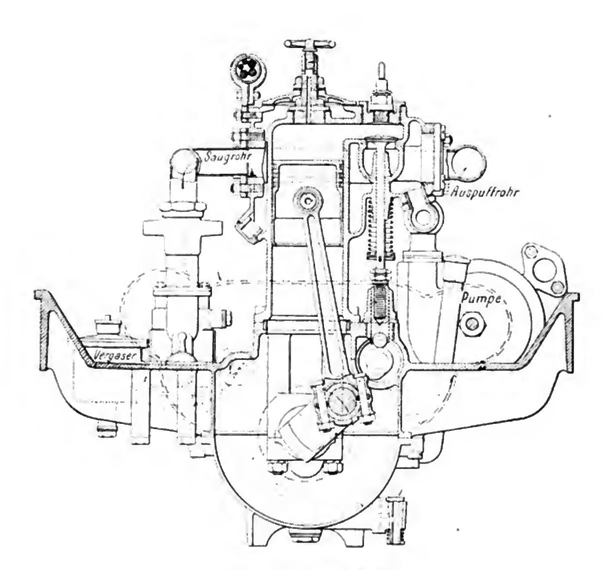
Bemerkenswert ist die sehr gute Kühlung der Ventilkammern. Der Auspuff erfolgt für alle vier Zylinder durch ein gemeinsames Rohr.

Die Ventilspindel sitzt in einer langen Führung, die fast bis zum Ventilteller hinaufgeführt ist. Die zylindrische Ventilfeder ruht unten in einem Federteller. Der Stößelkopf selbst ist in den Stößel, der mittels einer Stahlkugel auf der Nockenwelle gleitet, hineingeschraubt und durch eine Gegenmutter gesichert. Diese Konstruktion erscheint zu umständlich, trotzdem sie verhältnismäßig einfach eine Nachregulierung des Ventils gestattet.

Die Träger des Motors sind hier an dem Oberteil des Gehäuses angegossen. Die Kurbelwellenlager werden von dem Oberteil des Gehäuses bezw. dessen Versteifungen getragen, sodaß das Unterteil des

Kurbelgehäuses abgenommen werden kann, ohne daß die Kurbelwellenlager demontiert werden müssen.

Der obere Verschluß des Zylinders erfolgt durch eine Verschraubung, die ein durch ein Handrad zu betätigendes Ventil trägt, das den Kompressionshahn ersetzt. Die Verschraubung dient auch gleichzeitig zur Befestigung des Deckels für den Wassermantel. Man vergleiche diese Konstruktion mit der des Rossel-Motors.



Figur 352. Hurtu-Motor.

Der Züst-Motor.

Der Züst-Motor von 40 bis 50 PS. Leistung hat vier paarweise gegossene Zylinder und trägt die Ventile, welche identisch und gegenseitig auswechselbar sind, sämtlich auf der linken Seite. Die Ventilfedern sind konisch gestaltet und die Ventilspindeln laufen in Führungen, welche von oben in die Zylinder eingeschraubt sind. Die Ventilteller sind nicht konisch eingeschliffen, sondern sitzen flach auf. Über den Ventilen sind die Einführungsöffnungen durch eingeschraubte Butzen verschlossen, welche ebenso wie beim Bianchi-Motor durch eine Druckspindel und aufgepreßte Deckel die Zylinderöffnungen über den Ventilen verschließen. Die Ventilstößel besitzen nachstellbare Köpfe und laufen mittelst Rollen auf den Nocken.

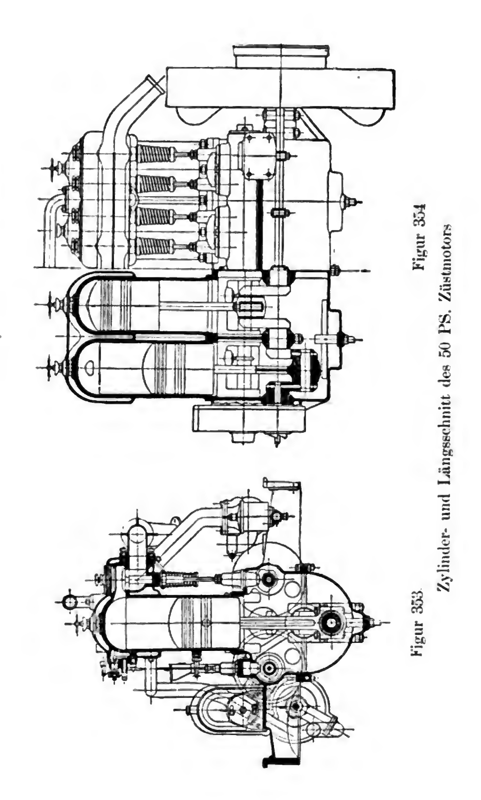
Auf der gegenüberliegenden, vollkommen freien Seite der Zylinder sind an einer besonderen Zündkammer die Zündflanschen für die Abreißzündung angesetzt. Das Gestänge für diese wird durch eine besondere auf dieser Seite des Motors im Kurbelgehäuse liegende Nockenwelle betätigt.

Das Kurbelgehäuse der Züst-Wagen ist horizontal geteilt und zwar ist das Unterteil unbeansprucht und kann abgenommen werden, ohne daß die Kurbelwelle demontiert zu werden braucht. Am Oberteil befinden sich gleichfalls die horizontal liegenden Tragarme für den Motor, mit denen er direkt an den Seitenträgern des Chassis aufgehängt wird. Das Oberteil enthält ferner zwei angegossene Kammern, in denen die Nockenwellen für die Ventile und für das Abreißgestänge laufen. Die Steuerräder für diese beiden Nockenwellen treiben gleichzeitig den Magnetapparat und die Wasserpumpe an, die auf der Zündungsseite der Zylinder liegen.

Die Gestaltung des Zylinders und des Kolbens ist insofern bemerkenswert, als der Kolbenboden kugelig gestaltet ist, um einen möglichst geringen schädlichen Raum zu erhalten. Der Wassermantel der Zylinder ist nicht auf die ganze Hubfläche heruntergezogen, sondern umgibt nur etwa den Zylinder bis zur halben Hubhöhe. Die Wasserzuführung erfolgt an der Seite der Zündflanschen und die Wasserabführung auf den Zylindern dicht an den Ventilbutzen.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad, das sich in vier getrennten Kammern befindet, sodaß

jede Kurbel auch beim Befahren von Steigungen oder Gefällen genügend Öl erhält. Die beiden Kurbelhälften sind Z-förmig gestaltet mit schrägem Mittelschenkel und ziemlich kurzen Kurbelzapfen. Zur besseren Schmierung der Kurbelzapfen und der Pleuelstangenköpfe ist die Kurbelwelle durchbohrt und wird durch besondere Schmierleitungen mit Öl versorgt.



Figur 353. Figur 354.
Zylinder- und Längsschnitt des 50 PS. Züstmotors

Der Dixi-Motor.

Die vier Zylinder sind paarweise gegossen, und ihre Ventile befinden sich alle auf einer Seite, damit sie von einer gemeinsamen Steuerwelle aus betätigt werden können. Sie sind auf einem Kurbelgehäuse aufgebaut, dessen untere Schale entfernt werden kann, wenn man das Innere, das sind die Kurbelwelle und die Pleuellager, besichtigen will, wobei der Motor selbst im Betriebe bleiben kann. Die Befestigung der Kurbelwellenlager erfolgt, wie ersichtlich, durch lange Schraubenbolzen, welche gleichzeitig die Zylinder halten. Hierdurch wird der Explosionsdruck nicht auf das Gehäuse übertragen, sondern voll von den Schraubenbolzen aufgenommen. Diese Anordnung ist an sich ja längst bekannt und vom Dampfmaschinenbau übernommen, sie hat aber gerade im Automobilmotorenbau, wo es auf größte Präzision ankommt, eine hervorragende Bedeutung.

So kommt es z. B. sehr oft vor, daß sich das Gehäuse mit der Zeit etwas verzieht, woran weniger die Explosionen, als die großen Massenkräfte, welche durch schnelles Fahren auf schlechter Straße frei werden, schuld sind. Eine Folge davon ist, daß diese Lagerschalen sich heiß laufen und der Motor sehr viel von seiner Kraft einbüßt. Dies macht sich namentlich bei vierzylindrigen Motoren bemerkbar, und der Fachmann sucht meistens vergeblich nach der Ursache, weshalb die Lager so schnell auslaufen. Solche Gußspannungen führen manchmal auch zu Brüchen am Gehäuse und dasselbe bekommt Risse, die fast unsichtbar sind, aber das Öl, welches daraus hervordringt, wird zum Verräter. Man wird daher immer mehr dazu übergehen, das Kurbelgehäuse als Umkleidung der Triebteile des Motors auszubilden und ihm dieselbe Rolle zuweisen, wie sie sein Antipode, die Haube, spielt.

Die Ein- und Auslaßventile sind gegeneinander auswechselbar und als Tellerventile ausgebildet. Die Stößel, welche das Anheben der Ventile vermitteln, besitzen stellbare Köpfe, damit sie auf genaue Länge eingestellt werden können, wenn sich im Laufe der Zeit Differenzen bemerkbar machen sollten. Die Steuerräder sind aus Stahl und laufen ebenso wie die Steuerwelle in Öl. Über der Einkapselung der Steuerräder ist ein kurzer Stutzen sichtbar, welcher am oberen Ende mit Bohrungen versehen ist, um einen Druckausgleich im Inneren des Gehäuses zu ermöglichen.

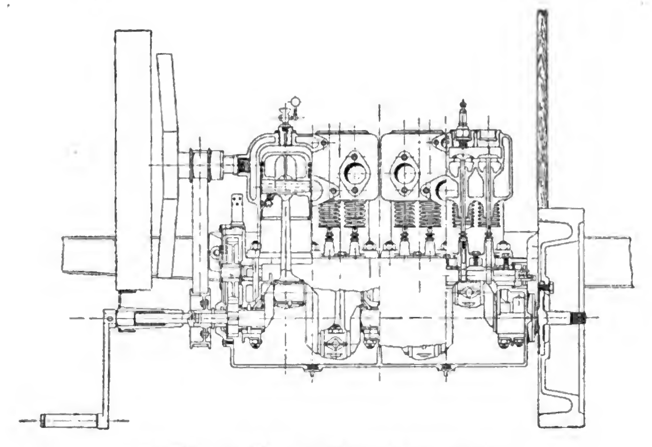


Fig. 355. Dixi-Motor der Fahrzeugfabrik Eisenach.

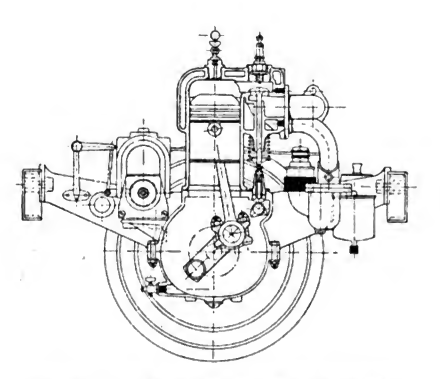
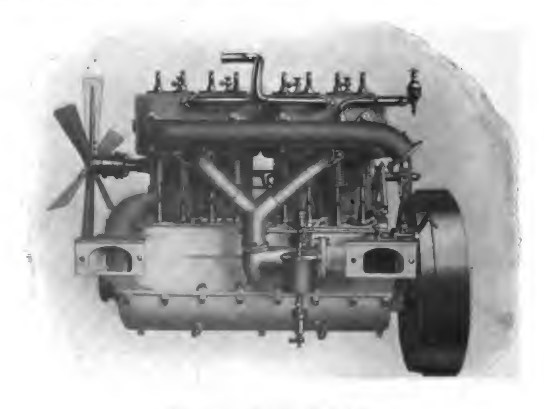


Fig. 356. Dixi-Motor der Fahrzeugfabrik Eisenach.

Die Tragarme des Gehäuses sind als rechteckige Röhren ausgebildet und besitzen dadurch eine besondere Festigkeit. Der Hohlraum des hinteren linken Armes dient gleichzeitig als Mischkammer für die Zusatzluft für das Gasgemisch. Erwähnenswert ist noch eine kleine Bohrung, welche sich seitlich unter dem Kolbenbutzen befindet und durch welche der Splint für die Kolbenbolzenschraube bequem eingeführt werden kann.

Durch Zwischenräder, welche mit dem Steuerrad kämmen, wird der Bosch-Lichtbogenapparat angetrieben. Diese Räder laufen ebenfalls vollständig eingekapselt und in Öl. Außer der Lichtbogenzündung kann auch noch eine Akkumulatorenzündung angebracht werden, doch ist dies nicht direkt erforderlich. Wie aus der Chassiszeichnung hervorgeht, sind Kühler und Montagebrett durch ein Stahlrohr verbunden, welches sich über die Mitte des Motors hinzieht. Dieses Rohr dient gleichzeitig dazu, um die Zündkabel zusammenzuhalten und an die Kerzen zu führen.

Der Vergaser wirkt vollständig automatisch und verleiht dem Motor einen sehr elastischen Gang, sodaß man die Tourenzahl zwischen 200 bis 1400 regulieren kann, ein Umstand, der durch das große Schwungrad noch mehr begünstigt wird. Sehr viel Wert ist auf die leichte Demontage des Vergasers gelegt, denn überall sind Bajonettverschlüsse angeordnet, die einfach aufgedreht werden, wenn man das Innere des Vergasers besichtigen will. Die Zentrifugalpumpe steht durch Friktion mit dem Schwungrade in Verbindung, und der Andruck erfolgt durch eine kräftige Zugfeder.



Figur 357. 40 PS. Dixi-Motor.

Der Einzylinder-de Dion-Motor.

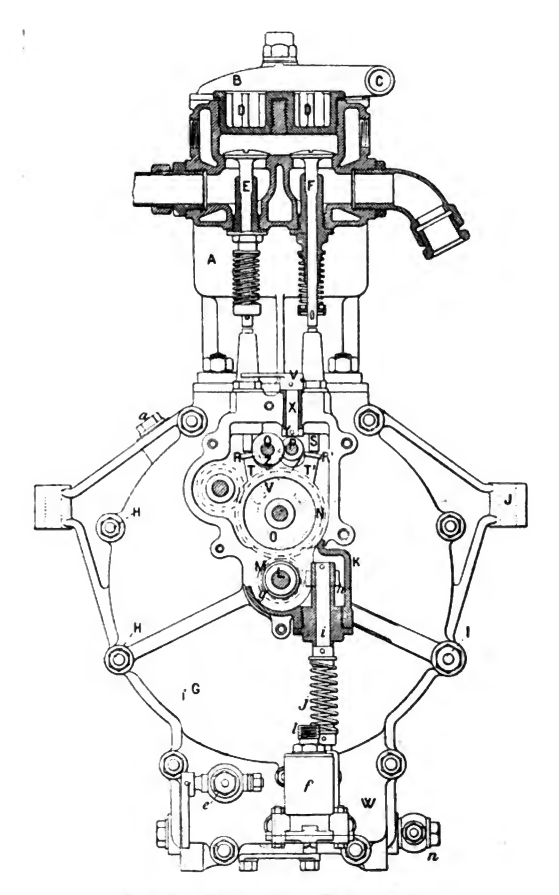
Der Einzylinder-Motor von De Dion mit gesteuertem Saugventil hat 100 mm Bohrung und 120 mm Hub. Die Ventile, welche 42 mm Durchmesser haben, sind mechanisch gesteuert. Der Zylinder ist mit dem Wassermantel aus einem Stück gegossen, der oben durch einen Wasserabführungsstutzen verschlossen wird. Das Kurbelgehäuse ist vertikal in der Mitte geteilt und wird durch 10 Bolzen zusammengehalten. Die Steuerung der Ventile erfolgt durch einen einzigen Nocken, der durch zwei Stempel, deren Anordnung aus der Zeichnung hervorgeht, die Ventilstößel und damit die Ventile anhebt. Das Bemerkenswerteste an dem Motor ist die Durchführung der Schmierung, welche bei dem Vierzylindermotor näher beschrieben ist. Das Prinzip der Schmierung ist bei beiden Motoren dasselbe.

Der Vierzylindermotor de Dion.

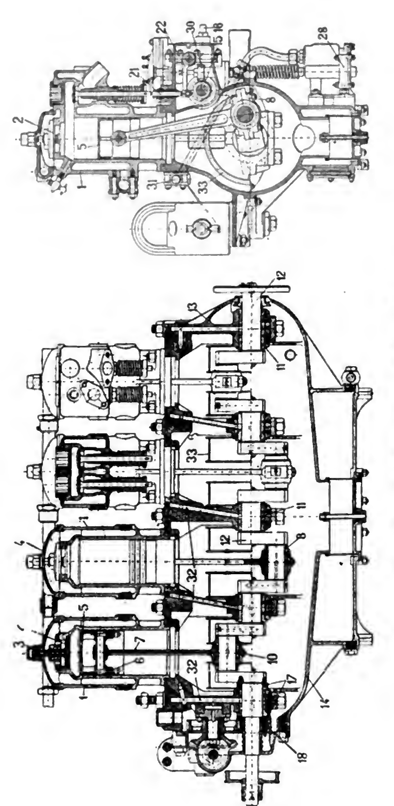
Der Vierzylindermotor besteht aus vier einzeln stehenden Zylindern, deren Konstruktion derjenigen des eben beschriebenen Einzylinders ganz ähnlich ist. Der 15 PS.-Motor hat 90 mm Bohrung und 100 mm Hub. Der 30 PS.-Motor hat 110 mm Bohrung und 130 mm Hub.

Die Ventile liegen alle auf einer Seite der Zylinder, sind identisch und gegenseitig auswechselbar. Die Kurbelwelle ist in fünf Gleitlagern gelagert, die in starken Zwischenwänden des Kurbelgehäuses eingebaut sind. Der Motor wird dadurch unverhältnismäßig lang und zwischen den einzelnen Zylindern ergeben sich große Zwischenräume. Während die Konstruktion des Motors nichts Außergewöhnliches zeigt, abgesehen von einer ziemlichen Komplikation und Unruhe in der Linienführung, ist die Durchführung der Schmierung sehr beachtenswert, und werden wir darauf zum Schluß zurückkommen.

Die Lager der Kurbelwelle werden sämtlich von dem Oberteil des in der Mitte geteilten Kurbelgehäuses getragen, sodaß die untere Hälfte desselben abgenommen werden kann, ohne daß der Motor aneinandergebaut werden müßte. Diese bei allen guten modernen Motoren durchgeführte Konstruktion ist wichtig und erleichtert sowohl die Regulierung der Kurbelwellenlager wie der Pleuelstangenköpfe ohne große Schwierigkeit.



Figur 358. Einzylindriger De Dion-Motor.



Figur 359. Vierzylindriger De Dion-Motor.

Die Saugventile des Motors sind so angeordnet, daß jedes Ventil auf dem kürzesten Wege mit dem Vergaser verbunden wird. Der Konstrukteur des Motors hält einen kurzen Saugweg vom Vergaser zum Motor für günstiger wie einen langen.

Die Schmierung des Motors erfolgt in derselben Weise wie die des Einzylindermotors. Das Öl gelangt in einen am Gehäuse befindlichen Verteilungskanal (31) und die Öffnungen 32 lassen das Öl durch das Innere der Kurbelwelle bis zu den Lagern und den Pleuelstangenköpfen gelangen. Die Ölpumpe, welche durch ein Schneckenrad angetrieben wird und mit der Welle des Schneckenrades durch eine Spiralfeder als elastisches Übertragungsmittel verbunden ist, saugt das Öl, welches sich in der unter dem Kurbelgehäuse befindlichen Ölkammer sammelt, an und treibt dasselbe, wie beschrieben, in die Kurbelwelle und zu den Schmierstellen des Motors. Um zu verhüten, daß das Öl in die Zylinder gespritzt wird und dort über die Kolben steigt und verbrennt, sind Bleche aus Stahl (33) angeordnet, die das hochspritzende Öl auffangen. Der Öldruck in der Schmierleitung wird durch ein von einer Feder betätigtes Ventil geregelt. Wenn der Motor die Pumpe schärfer antreibt und stärkeren Druck in der Leitung erzeugt, so wirkt dieses Ventil als Überlaufventil und das überschüssige Öl läuft in den Ölbehälter zurück.

Der einzylindrige Darracq-Motor.

Die Firma Darracq hat einen einzylindrigen Motor konstruiert, an welchem der Getriebeblock unmittelbar angebaut ist. Die Konstruktion ist interessant und sei hier kurz, soweit der Motor in Betracht kommt, besprochen:

Der Motor ist einzylindrig mit stehendem Zylinder, der mit dem Wassermantel und der Ventilkammer in einem Stück gegossen ist.

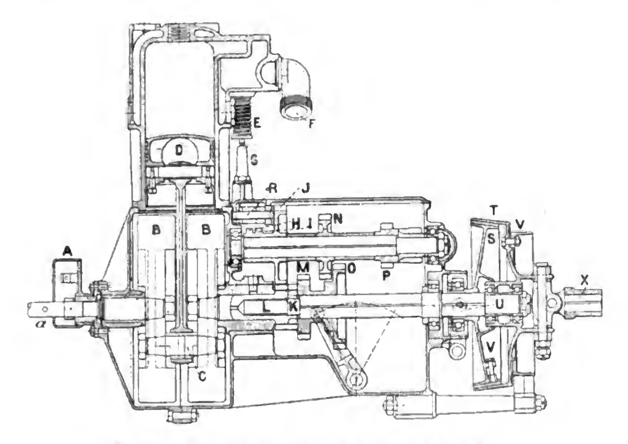


Fig. 360. Neuer Darracq-Einzylinder für kleine Wagen.

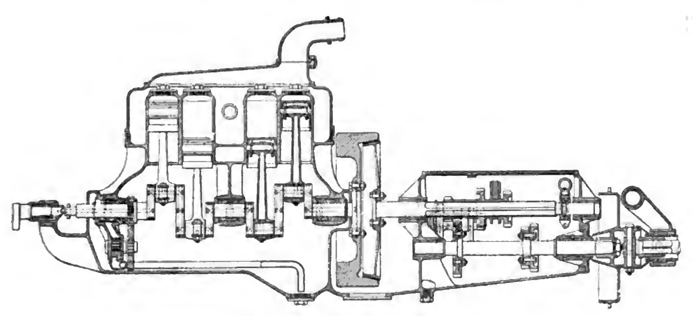
Die Ventile sitzen nebeneinander an der dem Wagen zugekehrten Seite des Zylinders. Der Kolben D besitzt drei Kolbenringe, und der Kolbenbolzen ist in den Augen des Kolbens durch zwei Steckschrauben gesichert. Die Pleuelstange ist doppelt T-förmig und ihr Kolbenlager sowie ihr Kurbelzapfenlager sind ungeteilt. Das ausgebuchste und -gebohrte Ende der Pleuelstange wird einfach auf den Kurbelzapfen bezw. den Kolbenbolzen aufgeschoben. Im Kurbelgehäuse befinden sich zwei Schwungscheiben BB, deren Felgen bedeutend verstärkt sind. Sie

werden durch Kurbelzapfen C verbunden und sind mittelst Keilen und Mutter auf die konisch verlaufenden Enden der Motorwelle aufgezogen. Das nach dem Getriebe zu liegende Ende der Motorwelle besitzt eine zentrische Ausbohrung, in welcher der Lagerzapfen L der Getriebewelle KU gelagert ist. Diese Seite der Motorwelle trägt ein kleines Zahnrad, das mit einem doppelt so großen Zahnrad J kämmt, auf dessen nach links verlängerter Nabe sich die Nocken H und J für die Ventile befinden. Man sieht also, daß der Zahnrädersatz, welcher zur Kraftübertragung von der Motorwelle auf die Vorgelegewelle des Getriebes dient, gleichzeitig auch zur Steuerung der Ventile benutzt wird. Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Gehäuse enthaltene Öl, welches durch Ölnäpfe und Kanäle zu den Schmierstellen geleitet wird. Der Zylinder des Motors ist durch vier Rippen verstärkt. Das Kurbelgehäuse ist mit dem Getriebekasten zusammen in einem Stück gegossen. Die vordere Hälfte des Kurbelgehäuses ist nach vorn abnehmbar, da der Kurbelkasten senkrecht zur Motorwelle in der Mitte der Pleuelstange gestellt ist.

Der Prima-Motor.

Die in Figur 361 abgebildete Motorkonstruktion ist insofern interessant, als sie nach dem Blocksystem ausgeführt ist. Wenngleich diese Bauart des Motors heutzutage nicht mehr ausgeführt wird, so ist sie doch bemerkenswert genug, ihr einige Worte zu widmen.

Nach der abgebildeten Zeichnung ist die ganze obere Hälfte des Motors, also Oberteil des Kurbelkastens, Zylinder und Wassermantel aus einem Stück gegossen. Das Kurbelgehäuse und das Getriebegehäuse



Figur 361. Der Prima-Motor.

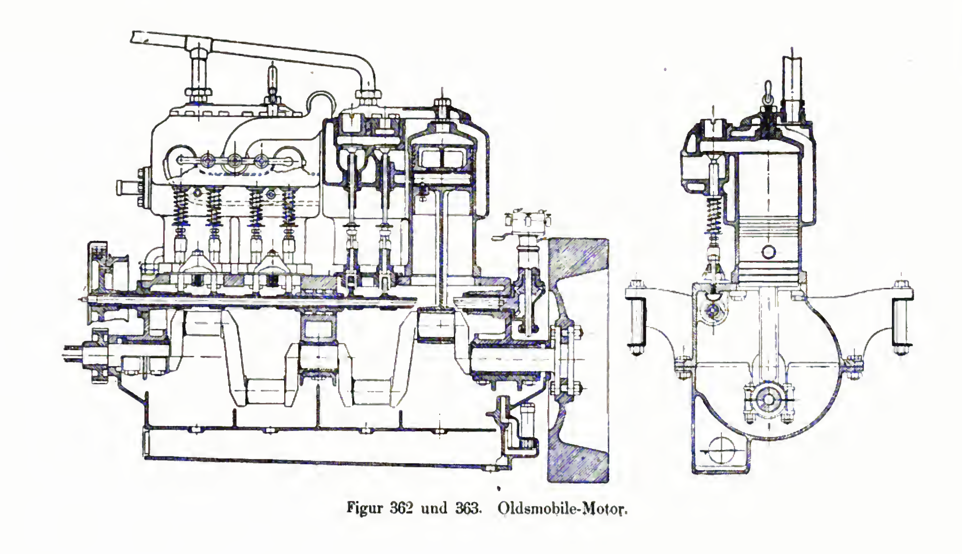
sind in der Mitte horizontal geteilt. Die Kurbelwelle ist in drei Lagern gelagert, die an dem oberen Teil des Motors hängen. Die Zylinder sind paarweise dicht aneinandergestellt ohne Wasserzwischenraum und werden zu je zweien von einem reichlichen Wasserraum umgeben. Die Bemessung des Wasserraumes der Zylinder sowohl, wie der über den Zylindern sichtbaren Wasserabführung, ist deshalb so groß gewählt, weil Thermosyphonkühlung vorgesehen war. Das Oberteil des Kurbelgehäuses ist zwischen den Zylindern und an den Außenseiten durch Rippen versteift. Trotz des reichlichen Platzes, der durch das weite Auseinandersetzen der Zylinder für die Bemessung der Kurbelwelle gewonnen wurde, sind die Pleuelstangenlager doch nicht symmetrisch, sondern einseitig auf die Kurbelzapfen aufgesetzt.

Die Konstruktion wird nicht mehr ausgeführt. Wahrscheinlich dürften sich infolge der sehr dünnwandigen Bruchstücke erhebliche Schwierigkeiten beim Guß ergeben haben. Jedenfalls bildet bei der jetzigen Ausführung das Kurbelgehäuse mit dem Schwungradgehäuse und dem Getriebekasten einen Block, ähnlich wie bei Adler, während die Zylinder mit den einseitig angeordneten Ventilen zu je zweien in einem Block gegossen sind und mit ihren Rohranschlüssen das übliche bekannte Bild bieten. Zurzeit wird auch nicht Thermosyphonkühlung verwendet, sondern eine Kühlung mit Umtrieb des Wassers durch eine Zentrifugalpumpe.

Der Oldsmobile-Motor.

Der Oldsmobile-Motor ist von den bekannten Olds Motor Works gebaut, die nach einer großen Produktion ein und zweizylindriger liegender Motoren sich, dem Beispiel anderer amerikanischer Firmen folgend, der Normalform des modernen Automobilmotors, nämlich dem Vierzylindermotor mit stehenden Zylindern zugewandt haben. Der Motor des 35 pferdigen Wagens hat vier paarweise zusammengegossene Zylinder von 108 mm Bohrung und 120 mm Hub. Der Wassermantel und die Ventilkammern sind mit den Zylindern aus einem Stück gegossen. Die Zylinder sind durch Mutterschrauben mit dem Aluminiumgehäuse verschraubt, sodaß die Benutzung von Stehbolzen, deren Gewinde erfahrungsgemäß unter dem weichen Aluminium, bezw. dessen Legierungen mit der Zeit locker wird, vermieden ist. Der Wassermantel ist ziemlich reichlich bemessen und das Wasser strömt auch zwischen den beiden Zylindern hindurch. Über den Zylinderköpfen ist der Wassermantel offen und wird durch aufgeschraubte Deckel verschlossen, von denen die Wasserabführungsstutzen abzweigen. Die Öffnungen in den Zylinderköpfen, welche zum Zwecke der Bearbeitung der Zylinder gelassen werden, sind durch eingeschraubte Butzen verschlossen, welche auch die Befestigungsschraube des Wasserraumdeckels aufnehmen.

Die Ein- und Auslaßventile liegen an derselben Seite der Zylinder und werden von einer gemeinsamen Nockenwelle gesteuert. Die Ventile haben Gußköpfe, welche auf die gehärteten Stahlspindeln aufgezogen und aufgenietet sind. Die Teller tragen Ansatzstücke, um die Gefahr eines Bruches an der Verbindungsstelle zu vermindern. Die Öffnungen über den Ventilen sind durch eingeschraubte Butzen verschlossen. Die Führungen der Ventilspindeln sind in die Unterwand der Ventilkammer eingepreßt und werden hier noch durch den Federdruck gehalten. Die Ventilfedern ruhen auf Federtellern, welche sich gegen einen Bund stützen. Der Kontakt der Ventilstößel mit den Ventilspindeln wird durch kleine Spiralfedern, die in der Abbildung nicht sichtbar sind, besorgt. Die Ventilstößel besitzen nachstellbare Köpfe, um eine bequeme Nachregulierung der Ventile zu ermöglichen. Die Führungen für das Steuergestänge werden paarweise durch je einen Bügel niedergehalten, der durch eine Schraube festgehalten wird. Die Führungen für die Ventilstößel sind in das Oberteil des Kurbelgehäuses eingesetzt und werden durch die untere Mutter des Bügelbolzens, die sich in die



Figur 362 und 363. Oldsmobile-Motor.

einander gegenüberliegenden Aussparungen zweier benachbarter Führungen legen, an der Drehung verhindert. Die Ventilstößel sind in der üblichen Weise mit rechteckig gestalteten Gabeln versehen, die die Rollen für die Nocken tragen und in genau passender Führung gleiten.

Die Steuerwelle läuft in drei Lagern durch Bronzebuchsen, deren zwei vordere solchen Außendurchmesser besitzen, daß die Steuerrille samt Daumen und Lagern von vorne in das Kurbelgehäuse eingeschoben werden kann. Die Steuerwelle ist mit den Nocken nicht aus einem Stück gearbeitet, sondern die Steuerungsnocken sind aufgekeilt und verstiftet. Die Welle ist hohl und wird zur Führung benutzt. Die Steuerräder sind eingekapselt und treiben auch die Wasserpumpe an. Auf dem dem Schwungrad zugekehrten Ende der Steuerrille sitzt ein Kegelrad, das durch ein zweites Kegelrad den Stromverteiler antreibt.

Die Kurbelwelle besitzt drei Lager und hängt am Oberteil des Aluminiumgehäuses. Sie ist aus Spezialstahl geschmiedet, und die Laufflächen der Zapfen sind gehärtet. Die Kurbelzapfen haben alle die gleiche Länge von 70 mm. Das Vorderlager ist 89 mm lang, das Mittellager 76 mm und das hintere Lager 130 mm. Das hintere Ende der Kurbelwelle trägt einen Flansch, an dem, wie üblich, das Schwungrad angeschraubt wird. Die Pleuelstangen sind doppel-T-förmig gestaltet. Zwischen die Lagerschalen der Stangenköpfe sind Bleche eingelegt, um eine Nachstellung bei Abnutzung zu ermöglichen. Der Kurbelzapfen läuft im Pleuelstangenkopf in einer Buchse aus Parsonsmetall, der Kolbenzapfen in einer gehärteten und geschliffenen Stahlbuchse. Der Kolbenbolzen ist hohl und ebenfalls gehärtet und geschliffen. Er ist gegen seitliche Bewegung durch eine Kopfschraube in einem der beiden Kolbenaugen gesichert, welche ihrerseits wieder im Innern des hohlen Zapfens versplintet ist. Die Kolben tragen drei Kolbenringe, die durch Stifte gegen Verdrehung gesichert sind. Sie sitzen sämtlich oberhalb des Kolbenzapfens, während die untere Kolbenhälfte vier Ölnuten trägt.

Das Kurbelgehäuse ist zweiteilig und hängt mit 6 Armen auf einem Hilfsträger, der in den Wagenrahmen eingebaut ist. Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad sowie durch einen besonderen Ölumtrieb. Das Kurbelgehäuse besitzt eine unten angegossene Ölkammer, die vorne eine Schauöffnung besitzt und nach hinten zu abfällt. An diesem hinteren Ende ist eine Zahnradpumpe angebracht, die von der Steuerwelle aus durch ein Kegelräderpaar angetrieben wird. Die Verlängerung der Welle nach oben trägt den schon erwähnten Stromverteiler. Das treibende Kegelrad ist mit der Steuerwelle durch Nut und Feder verbunden, sodaß die Steuerwelle herausgezogen werden kann, ohne daß es notwendig ist, den Antrieb der Zwischenwelle zu entfernen. Die vertikale Welle des Stromverteilers und der Ölpumpe trägt ein Gelenk, das zum Augleich von Montagefehlern

dient. Die Pumpe saugt das Öl aus der Ölkammer des Kurbelgehäuseunterteils an und drückt es durch einen in die Gehäusewand gebohrten Kanal und eine in den Flansch der oberen Gehäusehälfte eingegossene Schmiernut zu den drei Hauptlagern, sowie zum Hinterlager der Steuerwelle. Von hier fließt das Öl durch die hohle Steuerwelle den beiden vorderen Lagern dieser Welle zu. Das Kurbelgehäuse ist durch Querwände in vier Abteilungen geschieden, welche für konstantes Ölniveau auch bei geneigter Stellung des Motors sorgen. Das Kurbelgehäuse kommuniziert durch Öffnungen in der Wand mit der Ölkammer. Will man das Öl im Kurbelgehäuse erneuern, so hat man nur einen Hahn zu öffnen, welcher die Leitung von einem Reserveölbehälter öffnet. Die Pleuelstangenlager sowie die Zylinder werden durch Spritzöl geschmiert.

Der Unic-Motor (Georges Richard).

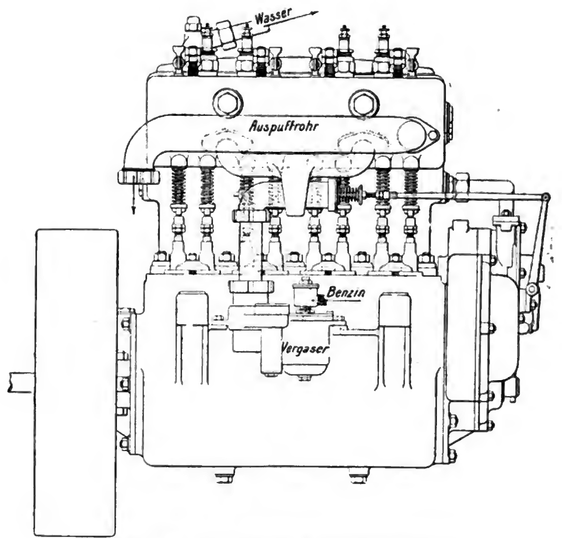
Der Einblockmotor Unic von Georges Richard hat vier in einem Block gegossene Zylinder und entwickelt bei 75 mm Bohrung, 110 mm Hub und 1200 Umdrehungen pro Minute 17 Pferdestärken.

Die Ein- und Auslaßventile liegen auf derselben Seite des Motors und werden von einer gemeinsamen Nockenwelle gesteuert. Die Ventile jedes Zylinders sitzen sehr dicht, nur mit einem Zwischenraum von drei Millimetern, zusammen, sodaß für beide Ventile nur ein einziger Deckelbutzen von ovaler Form notwendig ist, der durch zwei an seinen Längsseiten stehende Bolzen und einen Druckbügel festgehalten wird. Letzterer ist in der Abbildung 365 gut erkennbar. Da dieser Deckel gleichzeitig auch die Zündkerze trägt, so wird durch das Lösen einer Schraube des Bügels gleichzeitig die Besichtigung der Kerze und der beiden Ventile des betreffenden Zylinders ermöglicht. Die Abbildung 365 läßt erkennen, daß die Ventile reichlich groß gehalten und gut gekühlt sind. Die Ventilfedern sind zylindrisch und legen sich unten gegen den Teller. Der Ventilstößel endigt unten in einer Gabel, die die Nockenrolle trägt. Das obere Ende trägt einen aufgeschraubten Kopf, der durch eine Gegenmutter festgestellt werden kann und zur Regulierung des Ventilhubes dient. Die Explosionskammer ist oben durch einen Butzen verschlossen, der in eine Spindel ausgeht, die wiederum mit Hilfe einer Mutter zum Festklemmen des Deckels für den Wassermantel dient.

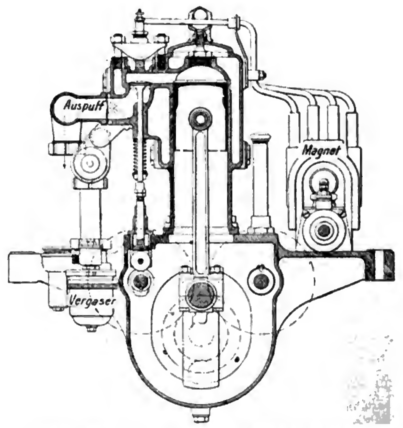
Die Zündkerzen für die Hochspannungs-Magnetzündung sitzen über den Einlaßventilen und sind somit gut gekühlt.

Die Wasserzuführung zu den Zylindern findet am vorderen Ende des Motors an der Schmalseite statt, und die Wasserabführung befindet sich auf dem Block über dem Kopfe des hinteren Zylinders. Der Auspuff geht in einen einzigen Auspuffstutzen. Der Vergaser ist auf zwei an das Gehäuse angegossenen Ansätzen angeschraubt.

Da die Zylindermitten einander soweit als möglich genähert sind, ist die Kurbelwelle ziemlich kurz und wird von drei breiten Lagern gehalten, die genügen, um Durchbiegungen zu verhindern. Die Nockenwelle für die Ventile ist nicht in einem Stück gefertigt, sondern die Nocken sind besonders aufgesetzt und durch Keile befestigt. Symmetrisch zu dem Zahnrad, welches auf der Nockenwelle sitzt, ist ein



Figur 364. Unic-Einblock-Vierzylindermotor.



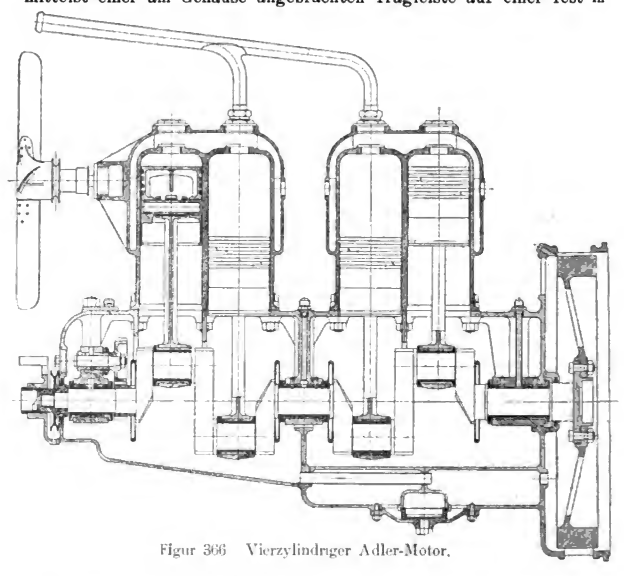
Figur 365. Unic-Einblock-Vierzylindermotor.

zweites gleichfalls mit dem Kurbelwellenzahnrad in Eingriff stehendes Rad angeordnet, das die Wasserpumpe und den Magnetapparat antreibt.

Bemerkenswert ist die einfache Form des Kurbelgehäuses, bei welchem scharfe Ecken und dergleichen Stellen, die bei der Reinigung Schwierigkeiten bereiten, vermieden sind. Der Kurbelkasten ist nach dem Tunnelsystem in einem Stück gegossen und zur Einführung der Kurbelwelle vorn und hinten mit Deckeln versehen, die durch einen Kranz von Schrauben festgehalten werden. Der vordere Deckel trägt gleichzeitig das Gehäuse für die Steuerungszahnräder. In den Deckeln befinden sich die beiden Hauptlager der Kurbelwelle. Die Nockenwelle läuft frei im Kurbelkasten, sodaß sie von dem umherspritzenden Öl reichlich benetzt werden kann. Die Ventilführungen werden zu je zweien durch einen Bügel und eine Schraube auf dem Kurbelgehäuse festgehalten. Die Tragarme gehen horizontal vom Gehäuse aus und sind durch schräge Rippen versteift. Im Innern des Gehäuses sind zur Versteifung Querwände mit einem passenden Ausschnitt für die Kurbel eingegossen. Die Schmierung erfolgt durch das umherspritzende Öl. Unter den Pleuelstangenknöpfen sind Schöpfer angeordnet, die in das im Kurbelgehäuse befindliche Ölbad eintauchen und durch den Schlag das Öl bis zum Kurbelzapfen in das Lager jagen.

Der Adler-Motor.

Der Adler-Motor ist insofern abweichend von den bisher beschriebenen Motoren konstruiert, als er mit dem Getriebekasten zu einem festen in sich abgeschlossenen Maschinenkomplex vereinigt ist, der mittelst einer am Gehäuse angebrachten Tragleiste auf einer fest in

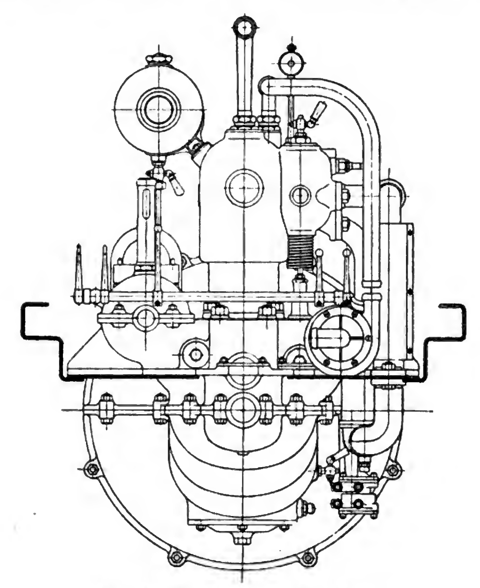


Figur 366 Vierzylindriger Adler-Motor.

den Rahmen eingebauten Fundamentplatte ruht. Diese beiden charakteristischen Merkmale dieser Maschinenanordnung ergeben erhebliche Vorteile für den Bau und Betrieb. Vor allem ist der Einbau in den Wagen exakt und unabhängig von Montagefehlern. Die Verbindung der beiden Gehäuse erhöht nicht nur die Festigkeit, sondern dient gleichzeitig als dichte Einkapselung von Schwungrad und Kupplung und

gewährt einen vollkommeneren Schutz vor Straßenschmutz, als ein Schutzblech. Obschon der Maschinenblock in sich selbst starr ist, behält der Rahmen durch die Zwischenschaltung der Fundamentplatte seine Elastizität und kann den Unebenheiten des Bodens zweckentsprechend nachgeben.

Die Zylinder des Motors sind paarweise zusammengegossen ohne Wasserraum zwischen den benachbarten Zylindern, und besitzen einen gemeinsamen Wassermantel. Von Deckelverschraubungen des Wasser-



Figur 367. Vierzylindriger Adler-Motor.

mantels wurde vollkommen abgesehen, um alle Anlässe zu Undichtigkeiten zu vermeiden. Der Explosionsraum des Motors ist zweckmäßig und einfach gestaltet und wird ringsum vom Wassermantel umgeben, so daß trotz hohen Explosionsdrucks die Gefahr des Heißwerdens vermieden wird.

Alle acht Ventile sind auf einer Zylinderseite angeordnet und werden von einer Steuerwelle betätigt, die in drei Lagern ruht. Der Antrieb erfolgt mittels Nockenscheiben und Stößel, die Laufrollen be-

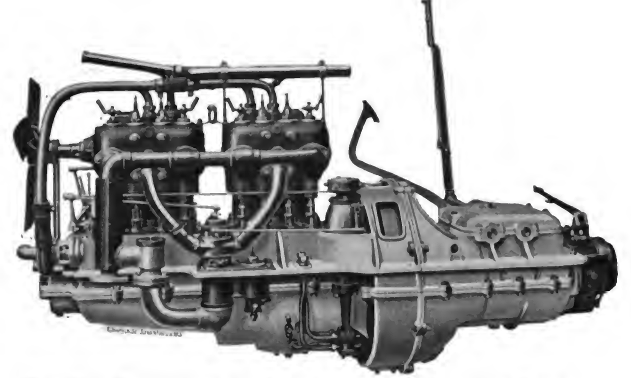
sitzen und in Führungen gleiten. Das obere Ende der Stößel ist mit einem verstellbaren Kopf versehen zur genauen Einstellung des Hubes. Die Sicherung erfolgt durch eine Gegenmutter. Sowohl die acht Stößel wie auch die Führungen, Ventile und Federn sind untereinander völlig gleich und auswechselbar. Die Steuerungsräder werden durch ein Zahnrad von der Kurbelwelle angetrieben. Die Zwischenräder sind in langen Büchsen im Motorgehäuse sehr sicher gelagert und treiben die Räder der Steuerwelle, der Wasserpumpe und des Magnetapparates. Sämtliche Räder arbeiten ständig in Öl, woraus sich ein sehr ruhiger Gang ergibt.

Die einzelnen Organe des Motors, wie Regulator, Vergaser, Zündapparat und Gestänge sind leicht zugänglich an den Maschinenkomplex angebaut, sodaß sie übersichtlich bleiben. Der Regulator erfüllt die Doppelaufgabe, den Motor durch Drosselung auf eine bestimmte vom Handhebel einstellbare Tourenzahl zu begrenzen und die Zusatzluft für den Vergaser den jeweiligen Betriebsbedingungen entsprechend einzustellen. Er ist als Fliehkraftregler mit vier Schwunggewichten S ausgebildet, die um die vertikale Welle A schwingen. Der Antrieb erfolgt von der Steuerwelle aus durch ein Schraubenrad R. Die Pendel wirken auf eine Hülse H, in deren Innerem sich die zentrale Druckfeder befindet. Infolge der großen Schwunggewichte und der stabilen Anordnung ist die Wirkung sehr sicher und gleichmäßig. In eine Eindrehung der Hülse greift der Stellzeugring ein und überträgt die Muffenbewegung auf das Gestänge. Der Regulator ist von einem Gehäuse eingeschlossen, das auch den Rollenkontakt trägt und nach Lösen zweier Schrauben als Ganzes abgenommen werden kann.

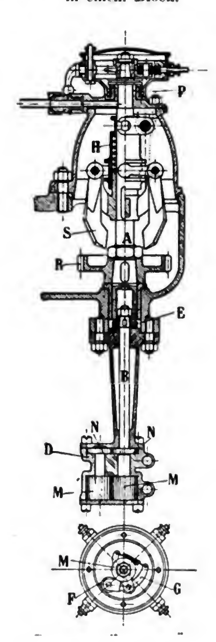
Das Motorgehäuse besteht aus einem Ober- und Unterteil. Ersteres ruht auf der Fundamentplatte und trägt Zylinder, Kurbelwelle, Magnetapparat, Pumpe, Vergaser, sowie die übrigen Motororgane. Das Untergehäuse dient hingegen nur als Abschluß und als Ölwanne. — Es kann, ohne andere Teile zu demontieren, abgenommen werden, um die Lager der Kurbelwelle und die Pleuelstangenköpfe nachzusehen.

Die Kurbelwelle ist aus Chrom-Nickelstahl und ruht in drei Lagern, denen mittelst besonderer Leitung ständig Öl zugeführt wird. Die Lagerschalen sind aus einem erprobten Antifriktions-Metall. Die Schmierung der Pleuelstangenlager erfolgt durch eine Bohrung des Kurbelwellenzapfens, in die das Öl durch die Zentrifugalkraft aus einem Schleuderring hineingepreßt wird. Die Auflagerdrücke in den Kolben und Kolbenbolzen sind sehr gering gewählt, außerdem sind reichlich Schmiernuten und Ölkanäle vorgesehen, sodaß die Schmierung durch das im Gehäuse umhergeschleuderte Öl völlig genügt.

Der Motor besitzt außerdem eine Zirkulationsschmierung derart, daß den einzelnen Schmierstellen ständig ein starker Ölstrahl unter Druck zugeführt wird. Da die Schmierung durch den Motor selbst erfolgt, beschränkt sich die Wartung auf ein Minimum und der Öl-



Figur 368. Vierzylindriger Adler-Motor mit dem Getriebe und der Kupplung in einem Block.



verbrauch bleibt gering. Das Unterteil des Motorgehäuses ist als Ölsammler ausgebildet, aus dem die Schmierpumpe das Öl absaugt, zu einer mit Schaugläsern versehenen Rampe preßt und den einzelnen Schmierstellen zuführt. Der Ölsammler ist mit einem Sieb versehen, das etwaige Verunreinigungen zurückhält. Das Sieb kann zur Reinigung leicht abgenommen werden. Als Ölpumpe wird der Betriebssicherheit wegen eine kräftige Zahnradpumpe benutzt. Sie sitzt mit dem Regulator und dem Rollenkontakt zusammen auf einer Welle und kann nach Lösen zweier Schrauben als Ganzes abgenommen werden. Sie ist so tief gesetzt, daß ihr das Öl stets von selbst zufließt und sie nicht anzusaugen braucht. Eine Welle B mit Zahnräderpaar M rotiert im Gehäuse D und steht in Eingriff mit den Zahnrädern M, wodurch das Öl von einer Gehäuseseite zur andern gepreßt wird. Die Bewegungsübertragung erfolgt durch den Mitnehmer E, welcher in den Regulator eingreift. Die Schaugläser an der Ölrampe lassen etwaige Verstopfungen sofort erkennen. Eine Einstellung der einzelnen Tropfstellen ist überflüssig, da die Pumpe den einzelnen Stellen ständig einen kräftigen Ölstrahl zuführt.

Die Zirkulation des Kühlwassers erfolgt durch eine Zentrifugalpumpe, die zwangläufig durch Zahnradübertragung angetrieben wird. Sie ist als abgeschlossenes Ganzes an das Gehäuse angesetzt und kann nach Lösen zweier Schrauben zwecks Revision und Reinigung abgenommen werden.

Die Pumpenwelle, welche das Flügelrad trägt, ist auf Kugellagern gelagert. Das Kugellager wird vom Motor aus mit Öl versorgt, sodaß keine Wartung notwendig ist. Die Wasserleitung ist reichlich dimensioniert und übersichtlich angeordnet. Die Zuführung des Wassers erfolgt von oben in die Ventilkammern. Die Wasserabführung befindet sich auf den Zylinderköpfen der beiden mittelsten Zylinder. Zwischen Wasserpumpe und Kühler ist ein Sieb eingeschaltet, das Unreinlichkeiten zurückhält.

Der Vierzylinder-Hexe-Motor.

Der Vierzylinder-Hexe-Motor besitzt eine andere Konstruktion wie der Sechszylinder, weshalb wir auch diese Konstruktion beifolgend wiedergeben.

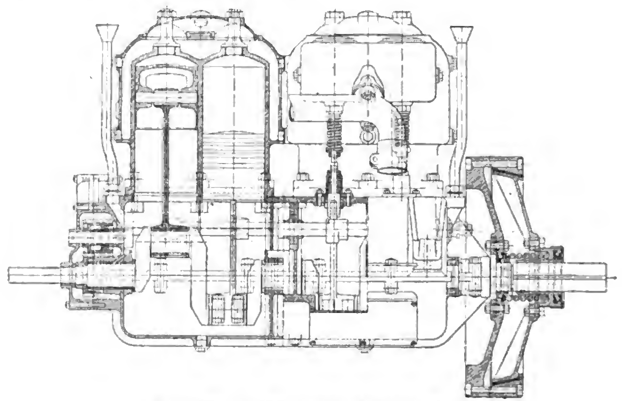
Die Zylinder sind paarweise zusammengegossen und bestehen aus einem äußerst widerstandsfähigen Spezialguß. Die Wasserzuführung erfolgt seitlich an der den Ventilen gegenüber liegenden Seite. Zur Wasserabführung dienen auf die Zylinderköpfe aufgesetzte Glockendeckel, welche zu je zweien für jedes Zylinderpaar zusammengegossen und durch ein elastisches Zwischenstück verbunden sind. Mitten durch diese Glocken hindurch führt die Bohrung des Kompressionshahnes in den Zylinder, und kann man durch diese Hähne, welche in der Abbildung des Motors über den Zylindern sichtbar sind, wenn nötig, Benzin oder Petroleum in den Zylinder hineinspritzen.

Die Ventile stehen an der linken Seite des Motors und werden durch eine gemeinsame Nockenwelle gesteuert. Die Profilierung der Nockenwelle ist der bewährten des Vorjahres entsprechend geblieben; die Welle selbst ist in ihrer Längsrichtung verschiebbar und ermöglicht auf diese Weise die Verstellung des Hubs der Ventile. Die Verstellung hat bekanntlich den Vorzug, den Benzinverbrauch sehr zu verringern, da die Ladung in ihrer Quantität jederzeit von der geringsten bis zur größten Füllung leicht und einfach reguliert werden kann. Neben dieser Drosselung durch die Ventilhubänderung ist noch eine zweite Gemischdrosselung am Vergaser vorgesehen, welche auch beim Entkuppeln zwangläufig betätigt wird, sodaß ein Durchgehen des Motors vermieden wird. Der Lauf des Motors ist ein außerordentlich ruhiger und der Benzinverbrauch ein sehr geringer. Die Ventile sind aus Spezialnickelstahl angefertigt und äußerst widerstandsfähig gegen die Einflüsse der heißen Auspuffgase. Infolge des verwendeten besten Materials ist ein Nachschleifen nur selten erforderlich. Das Nachsehen der Ventile kann in sehr schneller und einfacher Weise geschehen.

Die Anordnung der Auspuff- und Ansaugeleitung, welche gemeinsam durch Bügel festgehalten werden, ist aus den Abbildungen des Motors leicht ersichtlich. In der Vorderansicht des Motors erkennt man auch das Hebelwerk, welches zur Verschiebung der Nockenwelle dient. An der rechten Seite des Motors befinden sich die Pumpe und

der Magnetapparat, die direkt von den Steuerrädern bezw. der nach rückwärts verlängerten Welle derselben angetrieben werden.

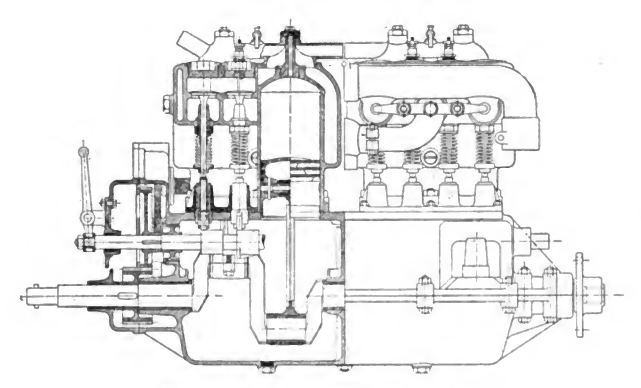
Die Kolben des Motors sind mit drei Kolbenringen versehen und besitzen Rillen, die bei jedem Hub des Kolbens eine gewisse Quantität Öl mitnehmen und so eine vollkommene und dauernde Schmierung der Zylinderwände bewirken. Die Pleuelstangen sind aus Stahl gestanzt und leicht gehärtet. Hierdurch wird bei möglichst leichtem Gewicht eine große Widerstandsfähigkeit erreicht. Der Kolbenzapfen ist hohl und wird aus Nickelstahl gefertigt, gehärtet und geschliffen.
Der Motor ist außerordentlich gut ausbalanziert. Die Kurbelwelle ist aus bestem Nickelstahl gefertigt und läuft in Lagern aus Phosphor-



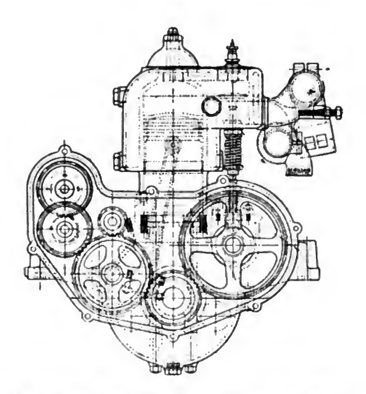
Figur 370. 45 PS Vierzylinder-Hexe-Motor.

bronze. Die Versorgung der Lager mit Öl erfolgt mit Hilfe von Ölbecken, die am Gehäuse angegossen sind und sich mit dem umherspritzenden Öl füllen. Von ihnen aus fließt das Öl dann zu den Lagerstellen.

Das Motorgehäuse ist aus Aluminium gegossen und umschließt sämtliche sich bewegenden Teile des Motors. Die Steuerungsräder sind durch besondere Deckel verschlossen, sodaß man zu den Rädern leicht herankommen kann. Auf dem Gehäuse sind Druckregler angebracht, welche den Druckunterschied zwischen dem Gehäuseinnern und der atmosphärischen Luft ausgleichen. Die Anordnung des Motors und seiner Armatur ist eine sehr übersichtliche. Der Motor bildet mit dem Vergaser, der Zündung, Pumpe usw. einen Block und ist mittelst vier Bolzen am Rahmen aufgehängt. Er läßt sich sehr leicht und rasch aus-



Figur 371. 18/22 PS Vierzylinder-Hexe-Motor.



Figur 372. 18/22 PS. Vierzylinder-Hexe-Motor.

einanderbauen und gehört diese Eigenschaft mit zu seinen Hauptvorzügen.

Der Stromunterbrecher für die Akkumulatorenzündung arbeitet vollkommen automatisch in Öl und hat keine empfindlichen Teile, die leicht defekt werden könnten. Er ist außerordentlich bequem untergebracht, sodaß man sehr leicht an ihn herankommen kann. Der Hochspannungs-Magnetapparat ist an der rechten Seite des Motors untergebracht. Die Zündung erfolgt mittelst Korzen. Die Umschaltung von einer Zündung auf die andere geschieht durch das Verstellen eines gewöhnlichen Umschalters, welcher sich vorn am Spritzbrett bei der Spule befindet.

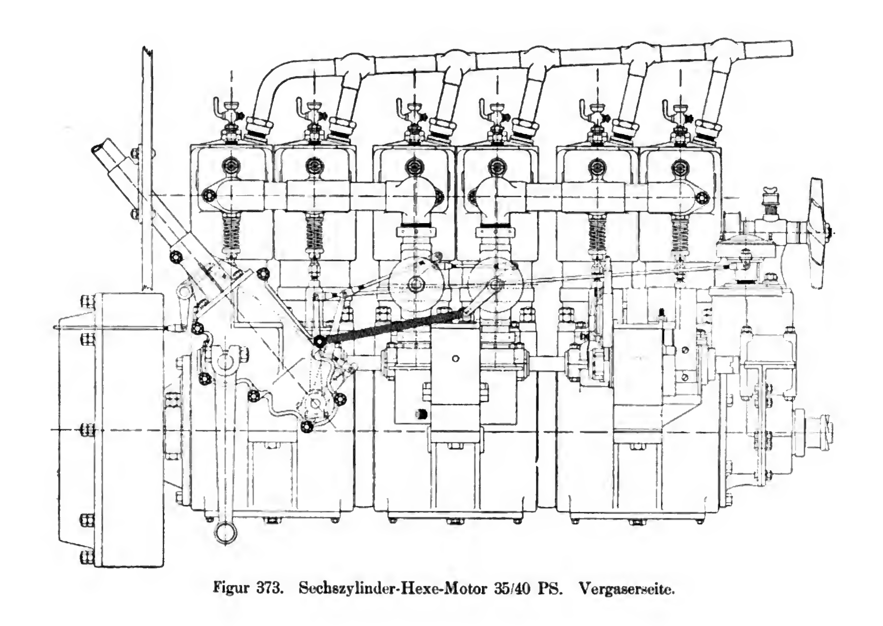
Der Sechszylinder-Hexe-Motor.

Die Hexe-Motoren von Lavy & Rusch, Hamburg, werden je nach ihrer Leistung als Vier- oder Sechszylinder gebaut und geben wir nachfolgend in Abbildung 373 den Sechszylinder wieder.

Die Zylinder des Motors stehen getrennt und sind mit den Ventilkammern und dem Wassermantel aus einem Stück gegossen. Der Wassermantel geht bis zur halben Höhe herunter und umgibt gleichfalls die Ventilkammern. Ein großer Deckel aus Stahl gestattet, den Wassermantel bequem zu besichtigen und event. von Kesselstein zu reinigen.

Die Ventile sind so verteilt, daß die Saugventile auf der rechten Seite des Wagens und die Auspuffventile auf der linken Seite liegen. Sie sind aus Nickelstahl gefertigt, gegenseitig auswechselbar und lassen sich leicht nach Herausnahme der über ihnen eingeschraubten Butzen demontieren. Die Betätigung der Ventile erfolgt durch je eine seitlich von den Zylindern gelegene Nockenwelle, die der Motorwelle parallel läuft. Die Führungen der Ventilspindel sind aus Guß und in die Zylinder von oben her eingesetzt. Sie werden durch Muttern festgehalten.

Die Ventilfedern sind zylindrisch gewunden und besitzen eine mäßige Spannung, um einen zu schnellen Verschleiß der Ventile hintanzuhalten. Sie sitzen mit ihrem unteren Teil auf einem mittelst Keil auf der Ventilspindel festgehaltenen Teller und stützen sich oben gegen eine Scheibe, welche sich gegen die Mutter der Ventilführung legt. Die Spindeln werden durch einen Stößel gehoben, welcher auf seinem unteren Ende eine Rolle trägt, die auf dem Nocken der Steuerwelle läuft. Jeder Stößel wird in einem Gehäuse aus Aluminium geführt, das auf das Steuerwellengehäuse aufgesetzt ist, und gleitet an seinem oberen Ende in einer Bronzebuchse, die mit zwei Bolzen aufgeschraubt ist. Im Innern der Aluminiumführung umgibt den Stößel eine Spiralfeder, die bestrebt ist, ihn beständig auf den Nocken zu drücken. Durch diese Anordnung ist es ermöglicht, für die Ventile selbst Federn schwächerer Spannung zu wählen, deren Kraft genügt, um das Ventil schnell genug zu schließen. Die Ventilstößel tragen auf ihren oberen Enden Schraubenköpfe, welche durch Gegenmuttern feststellbar sind und eine Regulierung der Länge des Stößels gestatten. (Zur Verhinderung des Geräusches tragen diese Schraubenköpfe auf ihrem oberen Ende eine Fiberscheibe, gegen welche die Ventilspindel stößt.) Es ist also leicht nach dem Einschleifen oder dem Auswechseln der Ventile den Ventilhub wieder zu regulieren.



Figur 373. Sechszylinder-Hexe-Motor 35/40 PS. Vergaserseite.

Der Antrieb der Steuerwellen erfolgt durch ein kleines auf der Motorwelle sitzendes gehärtetes Zahnrad. Das Zahnrad der Nockenwelle für die Einlaßventile treibt wiederum ein stählernes Stirnrad des Magnetapparates, der sich anderthalbmal so schnell dreht wie die Kurbelwelle des Motors. Von dem Zahnrad der Nockenwellen für die Auspuffventile werden der Ventilator, die Wasserpumpe und die Ölpumpe angetrieben, welche auf der anderen Seite des Motorgehäuses untergebracht sind und sich leicht demontieren lassen. Die Steuerungsräder sowie die von ihnen angetriebenen Zahnräder sind sämtlich in ein öldichtes Gehäuse eingeschlossen und laufen im Ölbad.

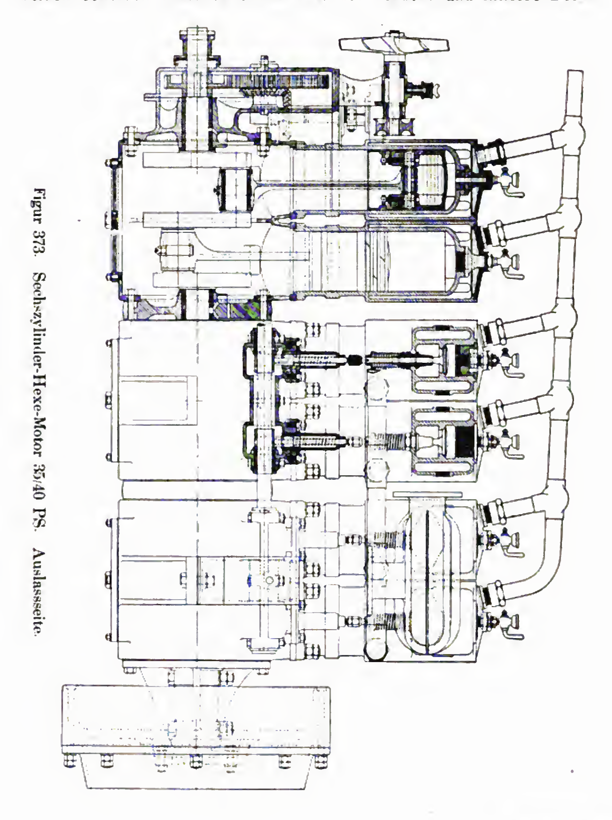
Die Kolben des Motors sind sehr lang gehalten, um ein Ecken zu vermeiden und ihnen eine gute Führung zu sichern. Sie tragen drei Kolbenringe und außerdem oben und zwischen jedem Ring Schmiernuten, um eine dauernd gute Schmierung der Zylinder zu erhalten. Die Kolbenbolzen sind gehärtet und geschliffen. An den Enden sind sie aufgeschlitzt und werden durch konische Stiftschrauben gehalten, die mittelst Gegenmutter und Splint gesichert sind.

Die Pleuelstangen sind aus Stahl gepreßt und am oberen und unteren Ende mit Rippen versehen, um Deformationen der Lagerköpfe zu verhindern. Sie tragen am oberen Ende eine Phosphorbronzebuchse für den Kolbenbolzen. Der Pleuelstangenkopf hat gleichfalls ein Phosphorbronzelager, welches durch den Deckel mit zwei Bolzen festgehalten wird. Die Befestigung ist durch Kronenmuttern und Splinte gegen freiwillige Lösung gesichert. Die Kurbelwelle ruht auf vier genau adjustierten Lagern. Die Ölung dieser Lager, die gleichfalls mit Phosphorbronzeschalen ausgefüttert sind, erfolgt durch eine besondere Schmierleitung, die stets ein ungehindertes Zirkulieren des Öles gestattet.

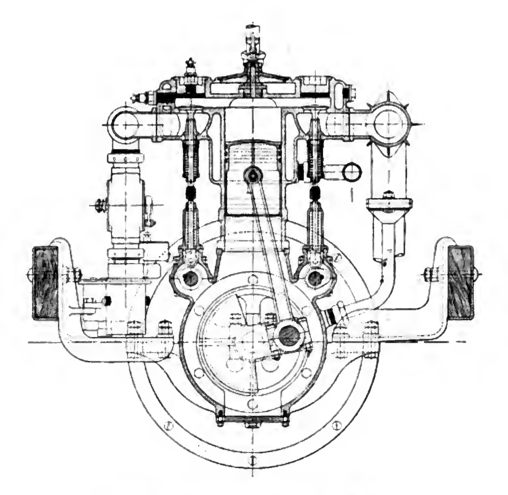
Die Kurbeln sind um je 120° symmetrisch zur Mitte versetzt, sodaß immer je zwei von der Mitte gleich weit entfernte Kurbeln gleich stehen. Es kommen beim Sechszylinder auf jede halbe Umdrehung $1^1/_2$ Zündungen, die in der Reihenfolge 1-2-3-6-5-4 erfolgen, wenn man die einzelnen Zylinder von vorn anfangend mit den Nummern 1-2-3-4-5-6 bezeichnet. Am vorderen Ende des Motors trägt die Kurbelwelle das kleine Zahnrad, welches zum Antrieb der Nockenwelle dient, während sie am hinteren Ende in einem besonders großen Lager gelagert ist und außerhalb desselben eine Scheibe trägt, an welcher mittelst sechs Schrauben das Schwungrad befestigt ist, dessen Kranz nach dem Motor zu über das Lager hinwegreicht. Dies geschieht zu dem Zweck, eine gute Gewichtsverteilung auf das Lager zu erhalten. Das Schwungrad des Sechszylinders hat 45 cm Durchmesser und ist verhältnismäßig leicht.

Das Kurbelgehäuse ist an sich interessant und zweckmäßig konstruiert. Es ist ein sogenannter Tunnelbau und besteht aus drei Teilen,

welche ohne Quernaht als geschlossene Tunnels gegossen sind, und deren jedes einen Ansatz trägt, welcher zur Aufnahme eines stählernen Winkels dient, mittelst dessen der Motor am Chassis aufgehängt wird. Die Befestigung dieser Winkel am Chassis erfolgt durch einen Bolzen. Die drei Teile des Gehäuses sind untereinander durch zwei starke, durch Schraubenbolzen mit ihnen verbundene Zwischenstücke vereinigt, welche die beiden mittleren Lager für die Kurbelwelle tragen. Diese beiden Scheiben bestehen ebenso wie der vordere und hintere Deckel



Figur 373. Sechszylinder-Hexe-Motor 35/40 PS. Auslassseite.



Figur 375. Sechszylinder-Hexe-Motor.

des Gehäuses aus zwei Teilen, die horizontal aufeinander stoßen. Der vordere Gehäusedeckel dient gleichzeitig als Gehäuse für die Steuerungsräder und Lager, während der hintere nur als Lager für die Kurbelwelle ausgebildet ist. Die Zusammensetzung des Gehäuses geht aus der Schnittzeichnung des Motors hervor. Jeder der drei Gehäuseteile trägt an seiner unteren Seite einen großen Deckel, der eine leichte Besichtigung der Pleuelstangenköpfe gestattet. Die ganze Gehäusekonstruktion ermöglicht eine genaue Montage und Zentrierung der Lager.

Die Schmierung des Motors wird durch eine Zahnradpumpe bewirkt, welche von der verlängerten Welle der Wasserpumpe angetrieben wird. Die Ölpumpe entnimmt ihr Öl einem rechts vom Fahrer am Chassis aufgehängten Behälter und fördert es auf eine Rampe, von wo es sich in die Schmierleitungen für die vier Hauptlager der Kurbelwelle verteilt. Weitere Schmierleitungen führen noch zu je einem Zylinderpaar und zu dem Gehäuse der Steuerungsräder und der Zahnräder für die Pumpe und den Magnetapparat. Für die Schmierung der anderen Lager ist durch kleine Schmierbüchsen und Staufferbüchsen gesorgt.

Der 35 PS.-Sechszylinder-Motor hat 100 mm Bohrung und 130 mm Hub.

Der F.-N.-Motor.

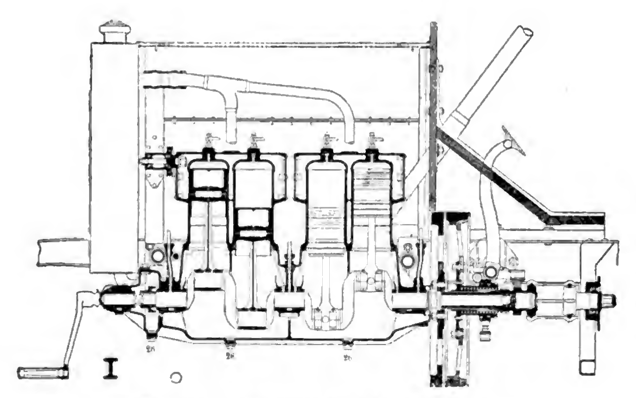
Der 14/16 PS. F.-N.-Motor der Fabrique Nationale läuft normal mit 1400 Umdrehungen pro Minute. Seine Zylinder sind paarweise zusammen in einem Block gegossen.

Die Ein- und Auslaßventile werden zwangläufig durch eine einzige Nockenwelle gesteuert und liegen auf einer Seite der Zylinder. Sie sind untereinander auswechselbar und können nach Entfernung der über ihnen in den Zylinderköpfen eingeschraubten Verschlußbutzen leicht nachgesehen werden. Die Ventilteller sind flach auf ihre Sitze aufgeschliffen. Bemerkenswert ist die außerordentlich reichliche Kühlung der Ventilsitze und der Ventilführungen. Über den Butzen der Ansaugventile sind die Zündkerzen für die Magnetkerzenzündung eingeschraubt. Die Ventilstößel enden unten in Gabeln, die über die Nockenwelle greifen und zwischen denen der Nocken hindurchgeht, welcher den Stößel mittelst einer Rolle trägt. Die Ventilstößel laufen in Führungen, die in das Kurbelgehäuse eingegossen sind. Die Kurbelwelle ruht auf drei Lagern von großer Länge, so daß die Flächenpressung gering bemessen bleibt. Das mittlere Lager hängt am Oberteil des Kurbelgehäuses, sodaß das Unterteil leicht abgenommen und die inneren Organe des Motors besichtigt werden können, ohne daß irgend ein anderer Teil des Motors abgebaut zu werden braucht.

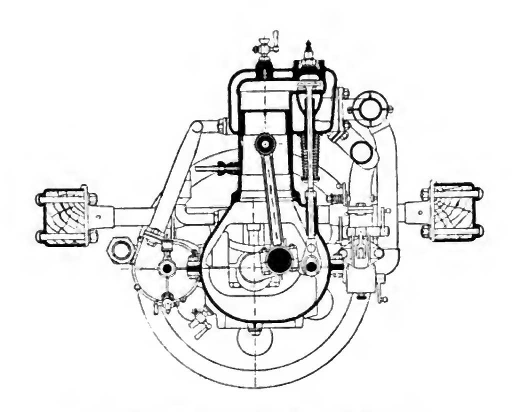
Die Zylindermitten fallen mit den Kurbelwellenmitten nicht zusammen, sondern liegen etwas seitlich von den letzteren. Der Motor ist desaxial gebaut, eine Bauart, deren Vorzüge an anderer Stelle besprochen sind.

Das Kurbelgehäuse ist horizontal in der Mitte geteilt und wird durch hohe Zwischenwände versteift. Die Steuerräder zum Antrieb des Magnetapparates, der Nockenwelle und der Wasser- und Ölpumpen sind am vorderen Ende des Motors in einem besonderen Gehäuse eingekapselt. Die Aufhängung des Motors erfolgt nicht durch an das Gehäuse angegossene Tragarme, sondern durch zwei Rohre, die vorn und hinten durch angegossene Führungen das Gehäuse quer hindurchgesteckt und an den Seitenträgern des Wagenrahmens von Flanschenstutzen, die mit dem Rahmen verschraubt sind, gehalten werden.

Der Wassermantel, welcher mit den paarweise gegossenen Zylindern zusammen ein Gußstück bildet, ist an den Schmalseiten offengelassen und wird dort durch besondere Deckel verschlossen, von denen der



Figur 376. Längsschnitt durch den F. N.-Motor.



Figur 377. Querschnitt durch den F. N.-Motor.

vorderste auch das Lager für den Ventilator trägt. Die Wasserzuführung befindet sich auf der den Ventilen gegenüberliegenden Seite und die Wasserabführung findet oben von den Zylindern an der Ventilseite statt. Die Öffnung des Zylinderkopfes wird durch einen eingeschraubten Pfropfen verschlossen, welcher auch den Kompressionshahn aufnimmt, der durch eine Bohrung des Pfropfens mit dem Verbrennungsraum in Verbindung steht.

Die Schmierung des Motors erfolgt einesteils durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad, andernteils aber durch besondere Schmierleitungen, die zu den drei Lagern der Kurbelwelle und zu den vier Zylindern führen, in die sie in der Höhe der tiefsten Stellung des Kolbenbolzens einmünden. Der Umtrieb des Öls erfolgt durch eine Zahnradpumpe, die von dem Steuerrad angetrieben wird. Die Pumpe fördert in der Regel weit mehr Öl als zum guten Arbeiten des Motors erforderlich ist. Daher ist die Ein- und Austrittsöffnung der Pumpe durch einen Kanal verbunden, der mit Hilfe eines aus einer Kugel und einer Spiralfeder bestehenden Ventils automatisch die Ölabgabe in die Schmierleitung reguliert. Die Pumpe befördert das Öl auf eine Rampe, von wo aus es durch Tropföler und Leitungen den einzelnen Schmierstellen am Motor zufließt. Das überschüssige Öl fließt selbsttätig durch ein Überlaufrohr in den Ölbehälter zurück. Besondere Schmiernuten in den Lagern der Kurbelwelle und Ölfänger sorgen für eine gute Verteilung.

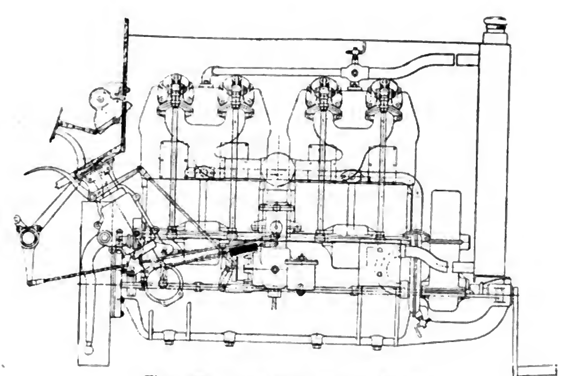
Der Pipe-Motor.

Der Pipe-Motor zeigt eine von der gebräuchlichen gänzlich abweichende Konstruktion, die sich durch die schräg in die Zylinderköpfe hineinragenden Ventile charakterisiert. Er zeigt eine außerordentliche Übersichtlichkeit aller Teile, die mit großer Leichtigkeit ab- und angebaut werden können. Eine der besten Eigenschaften des Motors ist die, daß er sich nicht überhitzt. Daraus scheint hervorzugehen, daß die Wärmeabgabe an das Kühlwasser eine sehr geringe ist und die Wärmemenge des verbrennenden Gemisches ziemlich vollkommen in mechanische Arbeit umgesetzt wird. Der Motor hat nach den Angaben einen sehr guten Nutzeffekt. Dieses Resultat wird durch die spezielle Form des Zylinders und die Anordnung der Ventile erzielt.

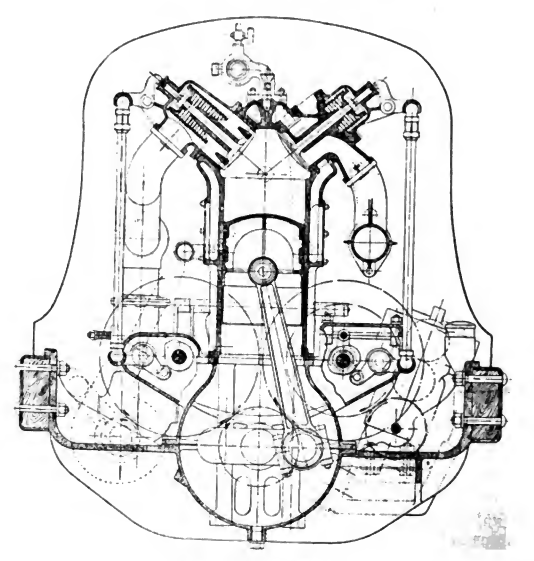
Bei dem Pipe-Motor sind die Ventile symmetrisch zu beiden Seiten des Zylinders gestellt, und zwar so, daß ihre Spindeln nach dem Mittelpunkte der Explosionskammern konvergieren. Die Explosionskammer hat Kugelform erhalten und enthält weder Winkel noch schädliche Räume. Die Konstruktion der Ventile und des Steuerungsgestänges ist so gehalten, daß ein eventuell auftretender Verschleiß sofort ausgeglichen wird und eine genaue Nachstellung leicht erfolgen kann. Sie bietet den Vorteil, die Zylinder vollständig zu entlasten und alle Teile des Motors sehr leicht zugänglich zu machen.

Bemerkenswert ist, daß das Ventilgehäuse zugleich mit dem Ventil, seinen Federn, der Stoßstange und dem Balanzier, der es betätigt, vom Zylinder abgehoben werden kann. Diese Anordnung ist besonders mit Rücksicht auf die leichte Zugänglichkeit und Regulierung getroffen. Der Balanzier, welcher das Ventil betätigt, wird von dem Nocken mit Hilfe eines Stempels und einer Stange gestoßen, welche man jederzeit mit der Hand verstellen kann, um eine möglichst vollkommene Regulierung der Gasverteilung erreichen zu können.

Die Ventile sind mit ihren Sitzen in die Zylinderköpfe eingesetzt. Die Ventilfedern für die Ansaugventile sind länger als die für die Auspuffventile. Die Nockenwellen liegen zu beiden Seiten des Kurbelgehäuses in besonderen, an dem Oberteil desselben angegossenen, Kammern.



Figur 378. Vierzylindriger Pipe-Motor



Figur 379. Pipe-Motor.

Die Befestigungsbolzen für die Zylinder sind durch das Kurbelgehäuse durchgezogen und nehmen den Explosionsdruck auf, sodaß das Kurbelgehäuse selbst entlastet ist. An dem Unterteil des Kurbelgehäuses sind die durch breite Rippen versteiften Tragarme angegossen, welche direkt an den Seitenträgern des Chassis aufgehängt sind.

Die Wasserzuführung zu den Zylindern erfolgt am unteren Ende des Wassermantels an der Saugventilseite und die Abführung auf den Zylinderköpfen. Der Wassermantel ist an den gegenübergliegenden Zylinderseiten durch Deckel verschlossen. Je zwei Zylinder sind mit ihrem Wassermantel zusammengegossen.

Der Pope Toledo-Motor.

Der 50 PS. Pope Toledo-Vierzylindermotor ist in den Figuren 380 und 381 wiedergegeben.

Die Zylinder sind paarweise mit ihren Köpfen zusammengegossen und die den Zylinder umgebenden Wassermäntel sind aus Kupferblech. Der Motor leistet bei 1000 Umdrehungen 50 PS. und läßt sich zwischen 160 und 1600 Umdrehungen pro Minute regulieren.

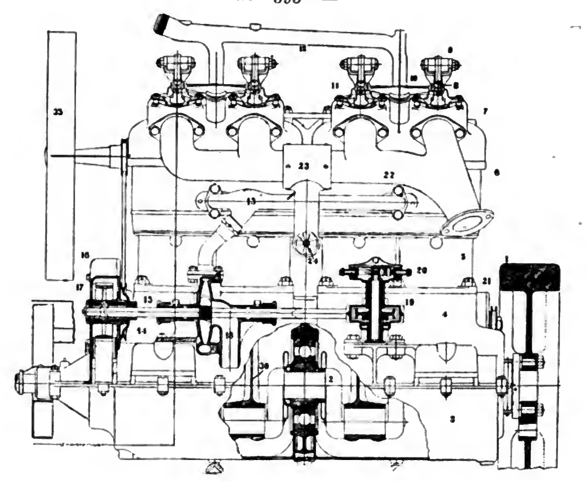
Die Ventile hängen schräg über den Zylindern, sodaß sich ihre Achsen im Zylinder schneiden. Hierdurch wird ein kleiner Kompressionsraum und eine starke Einschränkung des schädlichen Raumes erzielt. Die Kompression, mit der dieser Motor arbeitet, ist daher eine ziemlich hohe. Sehr geschickt ist die Steuerung der Ventile durch ein einziges Gestänge und einen Doppelhebel durchgeführt. Das Gestänge wird von einer einzigen Nockenwelle gesteuert, deren Nocken durch Nut und Feder mit der Welle verbunden sind. Der Stößel endigt unten, wie bei den meisten Motoren, in einer Gabel, die in einer vierkantigen Führung läuft und die stählerne Rolle trägt, die auf dem Nocken abrollt. Die Nachregulierung des Ventilhubes geschieht nicht am Kopf des Ventilstößels, sondern am oberen Ende der Stoßstange durch das aufgeschraubte und durch eine Gegenmutter gesicherte Gelenk.

Das Auspuffventil wird dadurch gehoben, daß die Nocke 29 die Stoßstange 27 hebt und durch das entgegengesetzte Ende 8 des Balanziers das Auspuffventil öffnet.

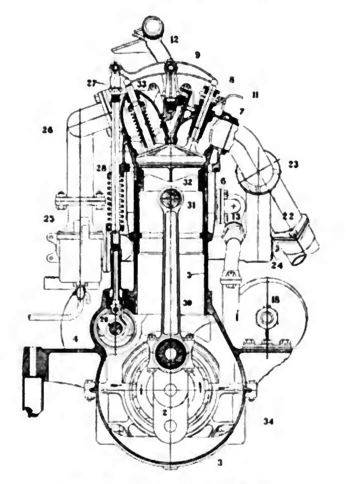
Das Ansaugventil wird geöffnet, indem die Stoßstange 27 heruntergezogen wird. Zu diesem Zweck trägt diese am unteren Ende eine Scheibe mit einer entsprechenden Aussparung, in der der Nocken für das Ansaugventil läuft und die Scheibe nach unten drückt. Die Scheibe zieht somit auch die Stange 27 nach unten und öffnet Ansaugventil 33.

Die Ventile sind nicht Kegelventile, sondern Tellerventile. Sie liegen flach auf ihren Sitzen auf, die mit ihnen zusammen eingesetzt werden. Während für das Ansaugventil, das ja durch die frischen Gase energisch genug gekühlt wird, nur wenig Wasserkühlung vorgesehen ist, ist das Auspuffventil reichlicher gekühlt. Die Wasserpumpe sitzt auf der Auspuffseite des Motors und drückt das Wasser an dieser Seite hinein, das auf den Zylindern durch einen Stutzen 12 abgenommen wird.

Der Kolben besitzt über dem Kolbenzapfen 4 Kolbenringe, und unterhalb des Kolbenzapfens eine ringsherumgehende Schmiernut. Der



Figur 380. Pope Toledo-Motor.



Figur 381. Pope Toledo-Motor.

Kolbenzapfen ist ziemlich dicht unter den durch Rippen versteiften flachen Kolbenboden gesetzt. Die Pleuelstangen sind doppel T-förmig und die Pleuelstangenlager werden durch vier Bolzen festgehalten.

Die Kurbelwelle ist hohl und läuft in drei großen Kugellagern. Die Kurbelzapfen und die Zylindermitten fallen nicht zusammen, sodaß die Pleuelstangen eine unsymmetrische Gestalt erhalten haben.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt und das mittelste Kurbelwellenlager ist am Oberteil des Gehäuses aufgehängt, sodaß das Unterteil abgenommen werden kann, ohne daß der Motor weiter demontiert zu werden braucht.

An dem Oberteil sind gleichfalls die Tragarme angegossen, die auf einem Hilfsrahmen ruhen, der in den Hauptrahmen des Wagens eingehängt wird. Die Steuerräder für die Nockenwelle und die Zahnräder für den Antrieb der Wasserpumpe des Stromverteilers und des Magnetapparates sowie der Ölpumpe sind eingekapselt. Der Antrieb der Wasserpumpe erfolgt durch direkte Kupplung des Antriebsrades mit der Pumpenwelle durch ein Schraubenziehergelenk. Die Welle ist nach hinten verlängert und treibt durch einen Schneckentrieb auch den Stromverteiler an.

Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Gehäuse enthaltene Ölbad, sowie zwangläufig durch eine Ölpumpe, die das Öl auf eine Rampe fördert. Von dort verteilt es sich durch Kontrollgläser mit Springkolben in die einzelnen Schmierleitungen, die es zu den Lagern führen. Besondere bei 2 in der Abbildung erkennbare Schleuderringe treiben das Öl durch die Bohrungen der Kurbelwelle zu den Pleuelstangenköpfen.

Der Motor von Sizaire & Naudin.

Der Motor Sizaire & Naudin leistet acht PS. bei 1400 Touren. Er ist durch besondere stählerne Arme am Chassis aufgehängt und hat einen Zylinder.

Der Kolben besitzt nur zwei Kolbenringe und ist sehr leicht gehalten.

Die Ventile sind beide zwangläufig gesteuert und zwar hängt das Ansaugventil über dem Auspuffventil in einer Glocke. Die Steuerung beider Ventile erfolgt von einer gemeinsamen Nockenwelle aus, die ihren Antrieb durch ein gemeinsames Zahnrad erhält, welches gleichzeitig den Zentrifugalregulator trägt. In dem Gestänge für das Ansaugventil findet man keine Gelenke, sondern die aneinanderstoßenden Stangenenden sind halbkugelig ausgehöhlt, bezw. dazu passend halbkugelig abgerundet. Das Auftreten von Spiel in diesen Gelenken ist durch diese Anordnung unmöglich gemacht, da die Stangenenden durch die Federn immer aneinandergerückt werden. Der Motor ist so regulierbar, daß er zwischen 200 bis 1500 Touren machen kann.

Der links außerhalb des Motors auf der Abbildung sichtbare Regulator dient dazu, automatisch bei höherer Tourenzahl des Motors entsprechende Vorzündung zu geben. Die beiden Zentrifugalgewichte ziehen den Frühzündungshebel auf sich zu und drücken hierbei die Feder zusammen, die bei nachlasseender Tourenzahl des Motors sich wieder ausdehnt und den Hebel in die frühere Stellung zurückführt.

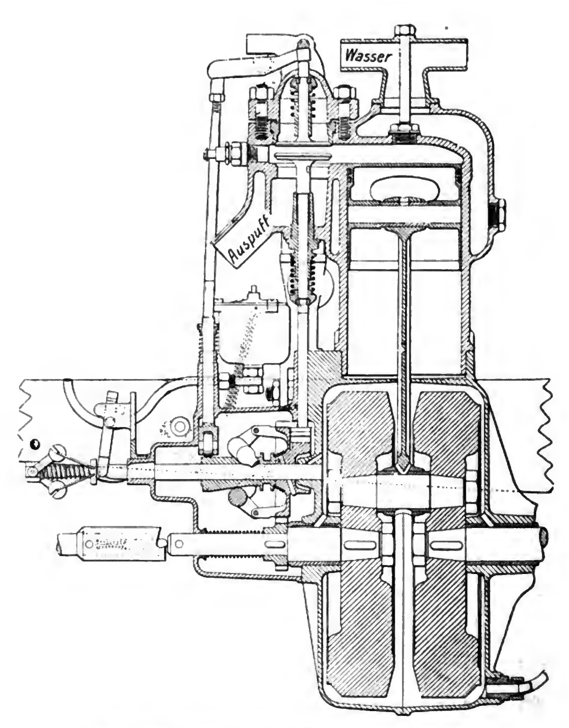
Der Kurbelzapfen ist konisch in die beiden Schwungscheiben eingepaßt, die mittelst Konus und Keil auf die Motorwellen aufgepaßt sind. Die Schmierung des Motors erfolgt durch das im Kurbelgehäuse enthaltene Ölbad und das umhergespritzte Öl fließt durch Kanäle in das Pleuelstangenlager sowie in die beiden Lager der Kurbelwelle.

Der Ventilstößel für das Auspuffventil läuft zur Führung in einer Bohrung des Kurbelgehäuse-Oberteils, während der Stößel für das Ansaugeventil in einer besonders angegossenen Führung läuft.

Das Kurbelgehäuse ist in der Mitte der Kurbelwelle geteilt und mit dem angesetzten Gehäuse für die Ventilsteuerung, den Regulator und den zum Ankurbeln dienenden Fortsatz der Motorwelle aus einem Stück gegossen. Der Zylinder reicht mit seinem Ansatz ein Stück in das Oberteil des Kurbelgehäuses hinein.

Die Wasserspülung umspült die Auspuffventilkammer, ohne jedoch bis an die Führung des Auspuffventils heranzukommen. Das Saugventil

und sein Gestänge erhält gar keine Wasserkühlung. Im Wassermantel befindet sich über dem Zylinder eine weite Abführungsöffnung für das abströmende Wasser, und der Stutzen für die Wasserabführung ist mittelst eines Bolzens auf dem Zylinder festgeklemmt, dessen Verbrennungskammer gleichzeitig durch das untere verstärkte Ende des Bolzens oben verschlossen wird.



Figur 382. Einzylindriger Motor von Sizaire & Naudin.

Der Horch-Motor.

Der Motor zeigt die seit Jahren von Horch angewandte Anordnung der Einlaßventile über den Auslaßventilen, die sich durch die hiermit ermöglichte Kühlung der Auslaßventile durch die frischen Gase als äußerst günstig und zweckmäßig erwiesen hat.

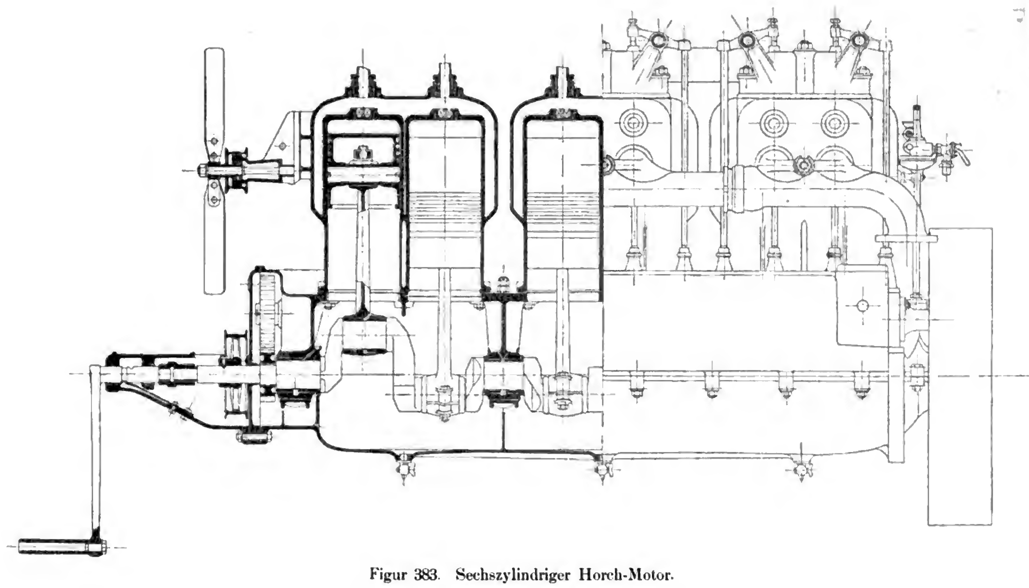
Die Ventilspindeln sind mit einer neuen Befestigung für die Federteller versehen, welche durch untergeschobene Scheiben gesichert werden. Der Federteller selbst ist an der Unterseite ausgedreht und in diese Aussparung faßt die Sicherungsscheibe, welche die sonst benutzten Keile ersetzt. Die Scheibe ist mit einer runden Durchlaßöffnung für die Ventilspindel versehen, um von unten aufgeschoben werden zu können. Die Spindel ist unter dem Federteller von beiden Seiten eingeschnitten und faßt in den rechteckigen Ausschnitt der Sicherungsscheibe. Sobald die Scheibe aufgezogen und in die Einschnitte der Spindel gebracht ist, wird sie in die Unterseite des Federtellers gedrückt und sitzt damit unverrückbar fest.

Sowohl die Einlaß- wie Auslaßventile werden mechanisch gesteuert. Die Steuerung beider Ventile erfolgt durch eine gemeinsame auf Kugeln laufende Nockenwelle, die die Einlaßventile mittelst Stoßstange und Doppelarmhebel steuert. Die Ventilstößel der Auspuffventile und der Stoßstange sind mittelst einer Kugel auf den Nocken gelagert. Bemerkenswert ist die gute Kühlung sowohl des Sitzes, wie der Führung des Auspuffventils. Der Verschluß des Zylinderkopfes sowohl wie des Wasserraumes erfolgt durch je einen eingeschraubten Butzen.

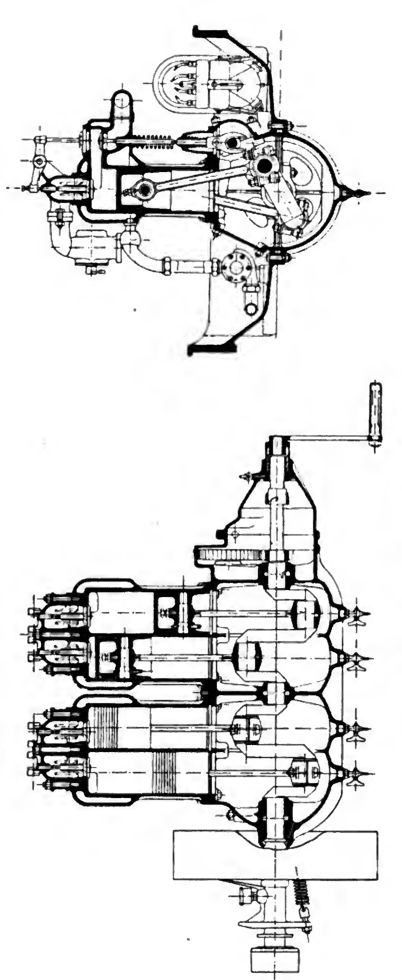
An dem Motor sind mit Ausnahme der acht Pleuelstangenlager nur Kugellager verwendet, und zwar ist die Kurbelwelle dreimal gelagert, da die Zylinder paarweise in einem Block gegossen sind.

Das Kurbelgehäuse des Motors ist horizontal in der Höhe der Kurbelwellenmitte geteilt. Das Oberteil des Gehäuses ist so ausgebildet, daß es gleichzeitig als Schutzverkleidung den Motorraum nach unten vollständig gegen Staub und Schmutz abschließt. Zu diesem Zweck sind die Träger durch eine mit ihnen zusammengegossene Plattform verbunden. Die Horch-Werke waren bekanntlich die erste Firma, welche diese Bauart anwandte und auch getrennte Ölbehälter im Motorgehäuse anordnete.

Besondere Aufmerksamkeit ist bei diesen Wagen wie allen Teilen so auch der Zündung gewidmet. Der Motor ist mit Doppelzündung ver-



Figur 383. Sechszylindriger Horch-Motor.

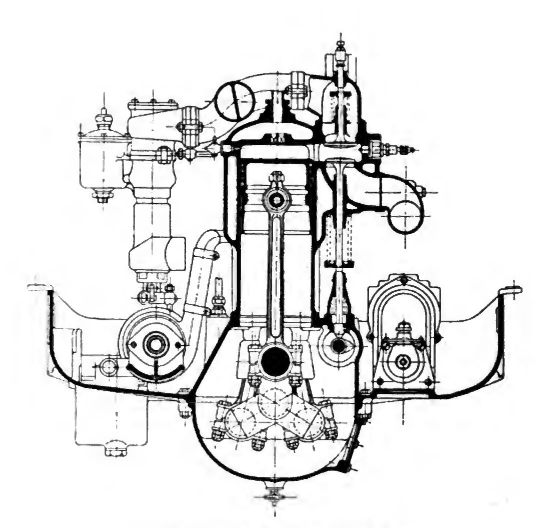


Figur 384 und 385 Vierzylindriger Horch-Motor.

sehen, und zwar arbeiten beide Zündungen auf ein und dieselbe Kerze, die seitlich in den Ventilkanal zwischen den Ventilen eingesetzt ist. Um die Anwendung nur einer Kerze für beide Zündungen zu ermöglichen, ist ein Hochspannungsschalter vorgesehen, der vom Fahrersitz betätigt wird. Die Hochspannungsleitungen für die Kerzen werden, um Stromverluste zu vermeiden, bis zu ihren Abzweigstellen in Isolierrohren geführt, eine Sorgfalt, die die Betriebssicherheit der Zündung wesentlich erhöht.

Der Kolben trägt fünf Kolbenringe, deren unterster dazu dient, den Kolbenbolzen festzuhalten.

Die Einzelheiten der Gehäusekonstruktion und der Führung der Saugrohr- und Auspuffrohrleitungen gehen aus der Zeichnung hervor.



Figur 386. Sechszylindriger Horch-Motor.

Der S. A. G.-Motor.

Der Vierzylinder-Motor der Süddeutschen Automobil-Fabrik in Gaggenau zeigt einige Besonderheiten, die ihn von anderen Motoren unterscheiden. Er trägt die Ventile hängend auf den Zylinderköpfen.

Die maßgebenden Gesichtspunkte für diese Konstruktion waren die folgenden:

1. Die Anzahl der zum Motor gehörigen Teile sollte auf ein Mindestmaß reduziert werden, was auch in der Fabrikation große Vorteile bietet.

2. Sämtliche Teile des Motors sollten so eingebaut sein, daß sie sowohl gegen Staub und Nässe, wie vor allem aber auch gegen unbefugtes Manipulieren seitens der Führer vollständig geschützt sind.

3. Die umgebende Hülle sollte so angeordnet werden, daß sie leicht entfernt werden kann und die der Beaufsichtigung und event. des Ersatzes bedürfenden Teile in der Garage leicht ausgewechselt werden können und schließlich

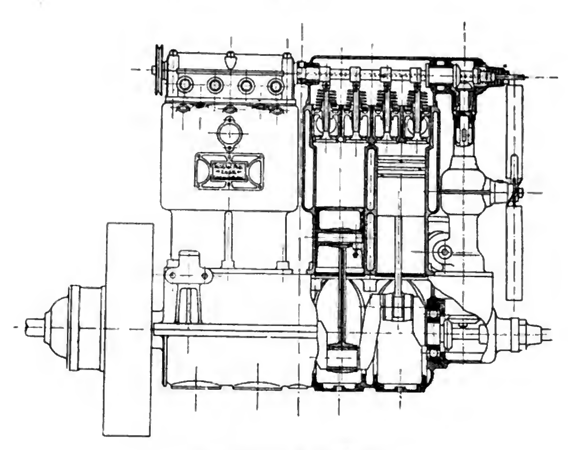
4. sollte der Benzin- und Ölverbrauch gerade für diese dem öffentlichen Verkehr und dem Gewerbe dienenden Omnibus- und Lastwagen-Motoren nach Möglichkeit eingeschränkt werden.

Wie aus der Zeichnung ersichtlich, ist die Firma von der T-Form mit seitlich angeordneten Ventilen der meist gebräuchlichen Motoren abgegangen und hat die beiden bei der T-Konstruktion benötigten Nockenwellen durch eine einzige, welche über den Zylindern in einem besonderen Gehäuse gelagert ist, ersetzt.

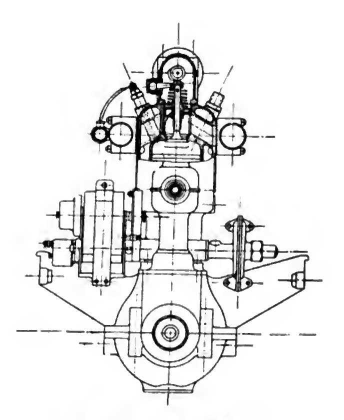
Diese wird durch zwei Paar konische Antriebsräder direkt von der Motorwelle aus gesteuert.

Es fallen bei dieser Anordnung alle Stirnräder, die bisher zur Steuerung der seitlichen Nockenwellen nötig waren, und bei bester Bearbeitung immerhin etwas Geräusch verursachten, weg, die Nockenwelle ist an denkbar leichtest zugänglicher Stelle angeordnet, indem man nur den, ihr Gehäuse schützenden, Deckel durch Lösung weniger Mutterschrauben abzunehmen braucht und die Nockenwelle sowohl wie sämtliche Ventilfedern auf dem Motor offen vor sich hat.

Die Bewegung der Ventile, welche in einer Reihe (Einlaß- und Auslaßventile jeweils nebeneinander) sich unter der Nockenwelle be-



Figur 387. S. A. G.-Motor.



Figur 388. S. A. G.-Motor

finden, wird direkt durch die Nockenwelle bewirkt, ohne jede Hebelübertragung, wodurch möglichst sämtliche dem Verschleiß ausgesetzten Teile vermieden sind. Die Zugänglichkeit der Ventilfedern sowohl, wie der Ventile selbst, und die Herausnahme derselben wird durch keinerlei Gestänge oder Rohre verhindert, wie das bei seitlich angeordneten und vor allen von unten gesteuerten Ventilen unvermeidlich ist. Zum leichten Anlassen des Motors ist die Nockenwelle durch leichtes Ziehen nach vorne verschiebbar, sodaß die speziell zum Anwerfen des Motors dienenden auf ihr angebrachten Anlaßnocken in Tätigkeit treten, während eine Feder die Nockenwelle nach dem Anlassen wieder in die richtige Lage zurückbewegt.

Diese Anordnung der Nockenwelle oberhalb der Zylinder hat außer der wesentlichen Vereinfachung der beweglichen Teile auch eine sehr günstige Vereinfachung der Zylinderform mit sich gebracht, indem die Anzahl der zu kühlenden Räume durch Wegfallen der Ventilkammern auf ein Minimum reduziert, und die zu kühlende Fläche somit sehr verringert worden ist.

Da die sich gleichmäßig erwärmenden Flächen vom Kühlwasser in ausgiebigster Weise bespült werden, ist die Kühlung eine denkbar günstigste und ein Heißwerden des Motors ausgeschlossen.

Das Wegfallen der Ventilkammern und somit Beseitigung der schädlichen Räume verringert außerdem erheblich den Benzinverbrauch.

Magnetapparat sowie Pumpe sind vorne seitlich angeordnet und werden von der gleichen Welle betätigt, welche die Nockenwelle antreibt. Da diese beiden Wellen sich vollständig in einem Gehäuse eingekapselt befinden, so zeigt der Motor von vorne überhaupt keinerlei bewegliche Teile und ist somit sowohl gegen Staub, wie gegen Nässe vollständig geschützt.

Um auch bezüglich der Zündung eine Reserve zu besitzen, ist eine Akkumulatorenzündung außer der magnetelektrischen angebracht, so daß, falls wirklich eine Störung im Magnetapparat entstehen sollte, ein einfaches Umschalten genügt, um mit der Akkumulatorenzündung, welche im übrigen auch das Anlassen des Motors wesentlich erleichtert, weiterfahren zu können.

Im Interesse der Zugänglichkeit, nicht nur der gesteuerten Ventile und der Zündung, sondern auch der Kurbelwelle und der Pleuelstangenlager ist das Untergehäuse des Motors unter den Kurbelzapfen mit großen, herausschraubbaren Deckeln versehen, durch welche das Ersetzen der Pleuelstangenlager bewirkt werden kann, ohne daß der Motor auseinandergenommen zu werden braucht.

Zwischen Hub und Bohrung ist das erprobte Verhältnis, wonach ersterer wesentlich größer dimensioniert ist, beibehalten und kann für Lastwagen der Hub noch besonders vergrößert und hierdurch die Tourenzahl des Motors verringert werden.

Wie aus der Zeichnung ersichtlich, ist von dem Kegelräderantrieb für die Nockenwelle auch der Antrieb für den Ventilator abgezweigt.

Die Kurbelwelle ruht auf drei Lagern und ist in Kugeln gelagert. Das Kurbelgehäuse ist in der Kurbelwellenmitte horizontal geteilt. Die Nockenwelle ist in einem Gehäuse untergebracht, das auf die Zylinderköpfe aufgeschraubt ist und durch zwei halbrunde Deckel, die über den beiden Zylinderblocks liegen, verschlossen wird. Die Zylinder sind paarweise zusammengegossen und mit gemeinsamen, bis zum Ende des Kolbenhubs herunterreichenden Wassermänteln versehen.

Der Büssing-Motor.

Der Büssing-Motor wird charakterisiert durch die hängenden Ein- und Auslaßventile, welche ebenso wie die Abreißzündung durch eine einzige über den Zylinderköpfen gelagerte gemeinsame Nockenwelle betätigt werden kann.

Der Antrieb der Steuernockenwelle erfolgt durch das auf die Motorachse gekeilte Schraubenzahnrad 2, welches mit einem ebensolchen 3 in Eingriff steht. Diese ist auf der senkrecht stehenden Welle befestigt, welche in der Mitte den Regulator 5 und oben das auf derselben aufgekeilte Zahnrad 6 trägt. Letzteres steht mit dem auf der Steuernockenwelle 7 befestigten Zahnrad 8 in Eingriff.

Die vier Schraubenräder 2, 3, 6, 8 sind zwar gleich groß, doch wird die Übersetzung 1:2 zwischen Motorwelle 1 und Steuerwellennock 7 durch den verschieden großen Steigungswinkel der Zähne erzeugt.

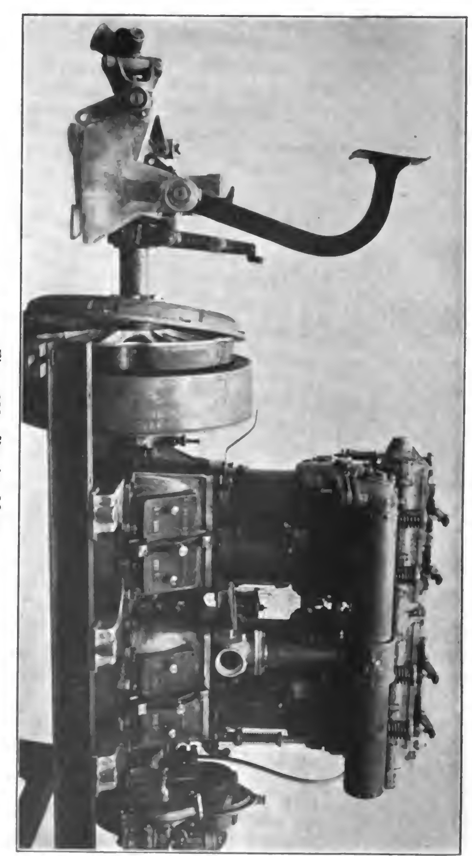
Wie ersichtlich, besteht das Zahnrad 3 aus drei Teilen, einem mittleren stählernen und zwei seitlichen aus einer vulkanfiberartigen Masse.

Die Steuernockenwelle 7 selbst und deren Anordnung ist in der Schnittzeichnung, Figur 390, zu erkennen, wonach dieselben in einem nach hinten abgeschlossenen Gehäuse gelagert ist, durch welches das Schmieröl verhindert wird, in die darunter befindlichen Zylinder usw. zu gelangen.

Der vorderste zweiarmige, um 9 drehbare Hebel 10 wird durch Zündnocken 11 angehoben und betätigt durch Stoßschraube 12, Stößel 13 der elektro-magnetischen Zündung.

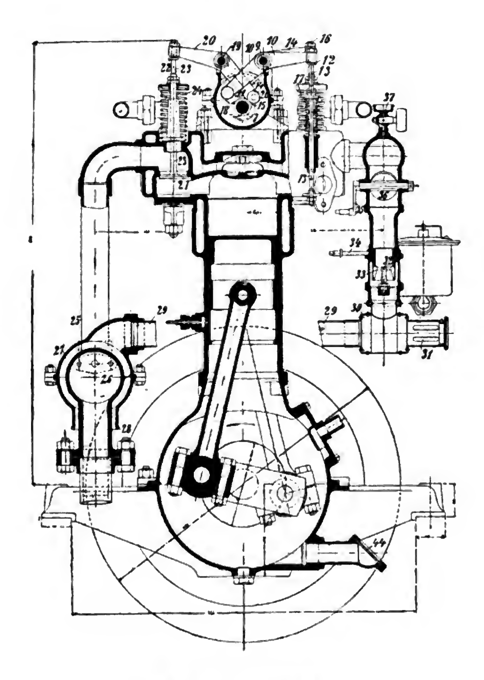
Ebenfalls um 9 drehbar ist der hinter 10 sichtbare zweiarmige Hebel 14, welcher durch Nocken 15 betätigt wird und durch Stoßschraube 16 das Einlaßventil, von welchem nur die Druckfeder 17 in Ansicht gezeichnet ist, steuert. — Nocken 18 öffnet durch Anheben des um 19 drehbaren zweiarmigen Hebels 20 das Auspuffventil 21, indem die einstellbare Stoßschraube 22 unmittelbar die Ventilstange 23 nach unten drückt, entgegen dem Druck der Schlußfeder 24.

Die Abgase entweichen durch Rohre 25, welche in ein größeres wagerechtes Rohr 26 münden. Um dieses herum ist Mantel 27 vorgesehen, wodurch die bei 28 eintretende Gemischluft vorgewärmt wird, um durch Rohrleitung 29 zum Raume 30 zu gelangen. In diesem wird sie je nach Einstellung der Öffnungen 31 mit mehr oder weniger kalter Luft gemischt, um dann an der Benzindüse 32 vorbei nach oben durch das



Figur 389. Büssing-Motor.

Einlaßventil in den Zylinder zu treten. — Je nach Stellung des Rundschiebers 33 wird nun mehr oder weniger Benzin mit angesaugt. Die Einstellung von 33 erfolgt durch den Arm 34, welcher, wie Figur 390 zeigt, mit Arm 35 der Drosselklappe 36 verbunden ist. Es ist dies eine weitere interessante Konstruktion zur Gleichhaltung des Mischungsverhältnisses sowohl bei hoher als bei niederer Umdrehungszahl durch Veränderung der spezifischen Luftgeschwindigkeit an der Düse in zwangläufiger Verbindung mit der Drosselung.



Figur 390. Büssing-Motor.

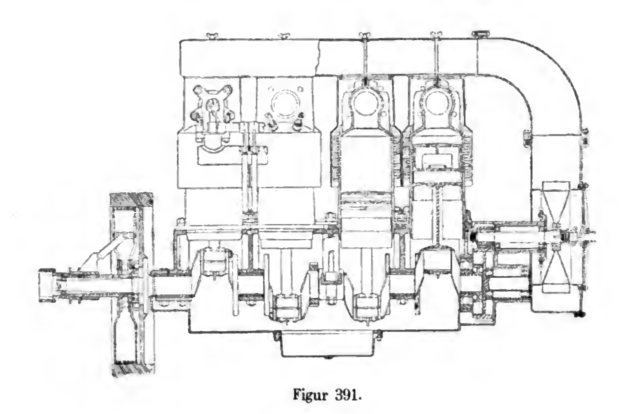
Der Frayer-Miller-Motor.

In Amerika gibt es eine ganze Anzahl Firmen, die nur luftgekühlte Motoren in ihren Wagen anwenden. Diese Tendenz geht sogar so weit, daß diese Motoren auch für Lastwagen angewendet werden. Für diesen letzteren Zweck scheinen sie sich aber nicht bewährt zu haben, da z. B. eine der bedeutendsten dieser Firmen jetzt zu den wassergekühlten Motoren, wenigstens für langsame Fahrzeuge, übergegangen ist. Diese Firma, die Knox Automobile Co. wandte Luftkühlung durch eingeschraubte mit Gewinde versehene Stifte an, die nach demselben Prinzip wirkten, wie die Kühlrippen an den Motorradmotoren. Ob dieses oder die ähnlichen Systeme auf die Dauer zu günstigen Erfolgen führen, erscheint nach der Umschwenkung der erwähnten Firma zweifelhaft. Zweckmäßiger erscheint der Weg, den die Firma Frayer-Miller eingeschlagen hat.

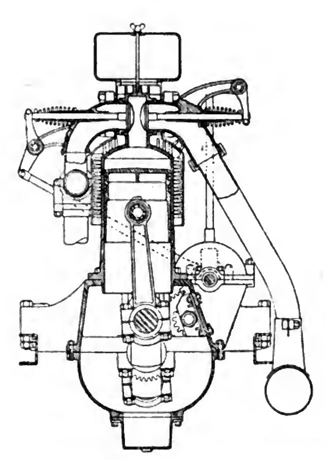
Aus der Abbildung 391 ist zu ersehen, daß der Motor genau wie jeder wassergekühlte Motor mit einem Mantel versehen ist, durch den aber hier anstelle des Wassers ein Luftstrom hindurchgetrieben wird. Zur Erzeugung des Luftstromes dient ein kräftiger, am vorderen Ende des Motors befindlicher Ventilator, der die Luft durch eine Preßleitung in die Luftmäntel der Zylinder drückt, aus denen sie unten heraustreten kann. Der Luftstrom ist in der zweckmäßigsten Weise so geführt, daß sie zuerst den Zylinderkopf trifft, an dem die größte Hitze herrscht. Über den Ventilen und der Verbrennungskammer sind an dem Zylinderkörper niedrige Rippen angegossen, um die Oberfläche zu vergrößern. Da der Weg der Luft an den Zylindern entlang nach unten geht, so werden die Wände gleichmäßig gekühlt, was noch dadurch begünstigt wird, daß die Zylinder getrennt stehen und jeder somit seinen eigenen Luftstrom erhält.

Die Ventile, die alle mechanisch betätigt werden, sind horizontal auf entgegengesetzten Seiten einer Mittelkammer angeordnet, die über dem Zylinderkopf liegt und empfangen so die volle Kühlwirkung der frischen Luft. Die Zündkerzen sind in diese Kammern eingeschraubt, und um zu ihnen gelangen zu können, sind über ihnen kleine Deckel auf dem viereckigen Luftleitungsrohr angebracht.

Die Zylinderummantelung und das Luftleitungsrohr vom Ventilator ist aus Aluminium gegossen. Hierdurch und durch den Wegfall guß-



Figur 391.



Figur 392. Luftgekühlter 50 PS-Vierzylindermotor der Frayer-Miller Company.

eiserner Rippen und aller Konstruktions- und Armaturteile, die bei der Wasserkühlung nötig wären, wird das Totalgewicht bedeutend verringert und ein 24 HP.-Wagen dieser Bauart wiegt nur 740 kg. Die Dimensionen der Zylinder sind 103 mm Bohrung und 103 mm Hub.

Die Zylinder sind einzeln gegossen, und die Ventile werden durch Stoßstangen und Balanciers gesteuert. Die Nockenwellen für die Ventile liegen unten im Kurbelgehäuse und werden, wie bei den meisten Motoren, durch Stirnräder angetrieben.

Der Ventilator erhält seinen Antrieb durch ein Zahnrad, welches aus einer Speichen-Nabe und einem davon getrennten Zahnkranz besteht, zwischen denen entlang der Peripherie des Zahnkranzes Spiralfedern eingelegt sind, die plötzliche Stöße beim Erhöhen oder Vermindern der Tourenzahl des Motors aufzunehmen bestimmt sind und als elastische Übertragung zwischen Nabe und Zahnkranz wirken. Der Ventilar läuft viermal so schnell wie der Motor.

Die ganze Konstruktion erscheint zweckmäßig durchgeführt, und zeigen die Wagen, was Benzin- und Ölverbrauch sowie Abnutzung der Teile anbelangt, nach den Berichten keinen Unterschied gegenüber wassergekühlten Benzinmotoren.

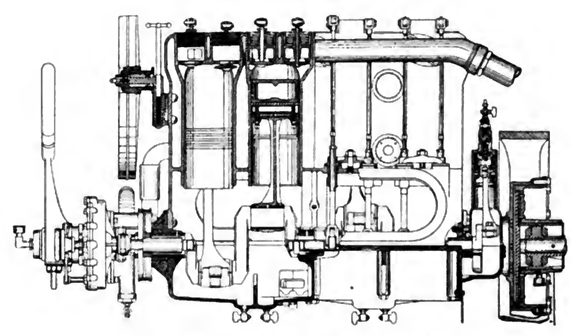
Der Northern-Einblock-Motor.

Der in Figur 393 dargestellte Northern-Motor ist ein Vierzylindermotor, dessen vier Zylinder in einem Block gegossen sind. Die Ventile befinden sich alle am Kopf der Zylinder, wodurch die Einformung des immerhin komplizierten Stücks wesentlich erleichtert wird. Die Ventile werden durch ein in der Figur 393 sichtbares Gestänge und Rollenstößel betätigt, deren Gabelende über die Steuerwelle greift und so gleichzeitig zur Führung dient. Die Wasserpumpe befindet sich an der Stirnseite des Motors und der Ventilator ist zwecks Riemennachspannung mittelst Schraube einstellbar. Der Motor wird in Betrieb gesetzt mittelst eines langen Hebels, dessen Ende während der Fahrt auf dem rechten Längsträger ruht. Beim Anlassen des Motors wird dieser Hebel (von vorn gesehen) nach links leerlaufend gedreht und dann nach rechts gedrückt, bei welcher Bewegung eine Klinke in ein Sperrrad eingreift, das auf der Kurbelwelle festgekeilt ist. Gleichzeitig wird bei dieser Hebelbewegung, die infolge der beträchtlichen Länge des Hebels ohne großen Kraftaufwand zu bewirken ist, selbsttätig auf Spätzündung eingestellt, wodurch Rückschläge vermieden werden.

Die Kurbelwelle ist in drei Lagern gelagert. Die Nockenwellen liegen in gleicher Höhe wie die Kurbelwelle zu beiden Seiten derselben. Die Ventile werden durch Stößel und Balanziers gesteuert. Die Pleuelstangen sind unsymmetrisch gestaltet und die Pleuelstangenköpfe sitzen seitlich von den Zylindermitten, die mit den Pleuelstangen zusammenfallen. Das Kurbelgehäuse ist horizontal in der Mitte der Kurbelwelle geteilt. Im Unterteil des Kurbelgehäuses sind durch die Versteifungsrippen vier Kammern für die vier Kurbeln vorgesehen. In entsprechenden, an der Zwischenwand liegenden Vertiefungen kann sich das schmutzige Öl sammeln und wird durch Hähne abgelassen. Die Steuerungsräder für die Nockenwellen befinden sich am vorderen Ende des Motors und sind eingekapselt. Auf der Nockenwelle für die Auspuffventile sitzt außerdem eine Riemenscheibe zum Antrieb des Ventilators.

Das dem Schwungrad zugekehrte Ende der Steuerwelle trägt einen Kurbelzapfen, mittels dessen eine in der Abbildung sichtbare Luftpumpe angetrieben wird, die drei verschiedene Behälter mit Preßluft versorgt. Es ist zu bemerken, daß die Kupplung des Motors und die Betätigung der Hinterrad-Innenbremsen des 50 PS.-Northern-Wagens durch Preß-

luft erfolgt. Die aus der Abbildung ersichtliche Konstruktion ist einfach, und die Pumpe arbeitet in der Weise, daß bei abwärtsgehendem Kolben das Vakuum über demselben das im Kolbenkopf befindliche Kugelventil öffnet, sodaß Luft über den Kolben treten kann, die nun, vom steigenden Kolben zusammengedrückt, das untere im Zylinder befindliche Kugelventil öffnet und die Preßluft in die vorher genannten Behälter eintreten läßt. Bei genügendem Gegendruck in diesen Vorratszylindern öffnet sich das obere Pumpenkugelventil, das also als Sicherheitsventil funktioniert. Da die Luftpumpe die Luft direkt aus dem Kurbelkasten ansaugt, sind weitere Entlüftungsvorrichtungen des letzteren überflüssig. Die drei Preßluftreservoirs dienen zur Betätigung der Bremsen, der Kupplung und zur Auffüllung der Pneumatiks.



Figur 393. Vierzylindriger Northern-Motor.

Der Halbrotationsmotor Primat.

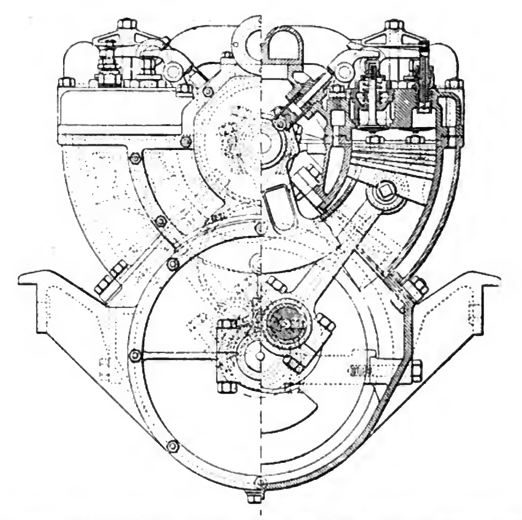
Der Motor Primat ist nach folgendem Prinzip gebaut. Die vier Zylinder stehen sich in Gruppen von je zweien gegenüber und sind nach der Kurbelwelle zu kreisförmig gebogen. Man kann auf diese Weise 2, 4, 6, 8 Zylinder usw. zusammenstellen. Im Inneren des Motors oszilliert ein halbkreisförmiger Balancier (in der Figur halb sichtbar) um eine in der Höhe des Zylinderkopfes liegende horizontale Welle. Mit jedem Arm des Balanciers ist ein Kolben fest verbunden, der in seiner Form genau der Form des Zylinders entspricht. Jeder Kolben hat drei gleichbreite Kolbenringe. Die Kolben bewegen sich nicht geradlinig, sondern auf einem Kreisbogen.

Der Konstrukteur Primat gibt als Hauptvorteil seines Systems an, daß die Kolben auf ihrem Lauf vorwärts und rückwärts durch den Balancier zwangläufig geführt werden und daher jeder Druck auf die Zylinderwände vermieden wird und diese folglich keinerlei Abnutzung durch die infolge der Reaktionsdrücke der Pleuelstangen auftretende Reibung unterworfen sind. Da die Kraftverluste, welche hierbei auftreten, bei dem Primatmotor wegfallen, so soll daraus auch eine höhere Motorleistung resultieren.

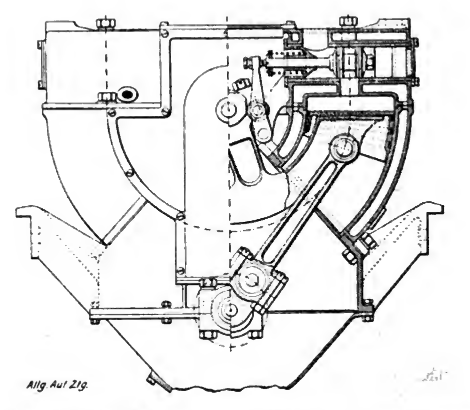
Die Zylinder sollen sich ferner weder abnutzen, noch oval laufen. Es gibt also keine Kompressionsverluste, da lediglich die Kolbenringe mit der Zylinderwand in Berührung stehen, ihre kreisförmige Form stets behalten und lediglich zur Abdichtung dienen.

Es ist leicht, die Arbeitsweise des Motors zu verstehen, da jeder Kolben genau wie bei einem gewöhnlichen Motor arbeitet, nur mit dem Unterschiede, daß er die Kräfte durch Vermittelung des Balanciers auf die Pleuelstange und die Kurbelwelle übertragen werden. Die Kurbelwelle für die vier Zylinder hat zwei Kurbeln und zwar sind dieselben um 180° versetzt. Hieraus folgt, daß, da die vier Kolben auf dieselbe Kurbelwelle arbeiten, immer zwei Arbeitshube auf eine Umdrehung der Kurbelwelle entfallen.

Bei dem Primatmotor erfolgt die vollständige Abdrosselung zuerst bei einem Zylinder und dehnt sich dann fortschreitend auf alle vier Zylinder aus, so daß die plötzliche Veränderung in der Motorleistung in ihren schädlichen Wirkungen beschränkt wird. Die Steuerung erfolgt (in Fig. 394) durch hängende Ventile, die zwangläufig



Figur 394. Vierzylindriger Halbrotationsmotor Primat mit Ventilsteuerung.



Figur 395. Vierzylindriger Halbrotationsmotor Primat mit Rundschiebersteuerung.

von einer, zwischen den Zylindern parallel zur Kurbelwelle liegenden, gemeinsamen Nockenwelle gesteuert wird.

In dem neuen Modell, das der Konstrukteur A. Primat vor kurzem fertiggestellt hat und das in Fig. 395 dargestellt ist, wird nun die Verteilung des Gemisches und die Abführung der verbrannten Gase nicht mehr durch Ventile, sondern durch Rundschieber bewirkt. Es ist nicht uninteressant, die Schiebersteuerung, welche bereits in den ersten Motoren von Lenoir benutzt und später wieder verlassen wurde, jetzt aufs neue als Konstruktionselement im Explosionsmotorenbau erscheinen zu sehen.

Sie ist in der beigefügten Zeichnung recht gut ersichtlich und erübrigt sich wohl eine weitere Beschreibung. Bemerkenswert ist auch am Motor der vollkommen geschlossene Unterbau, welcher als Tunnel ausgebildet ist und vorn und hinten durch einen Deckel und acht Bolzen verschraubt ist. In diesem Deckel ist wiederum die Kurbelwelle gelagert, deren oberer Lagerteil mittelst eines halbkreisförmigen Deckels an den großen Deckel angesetzt ist.

Übrigens ist Primat nicht der einzige, der sich gegenwärtig damit beschäftigt, die Ventile durch die Schiebersteuerung zu ersetzen und es gibt sogar Konstrukteure, die die Hahnsteuerung, wie bei Dampfmaschinen, auch bei Explosionsmotoren anwenden wollen.

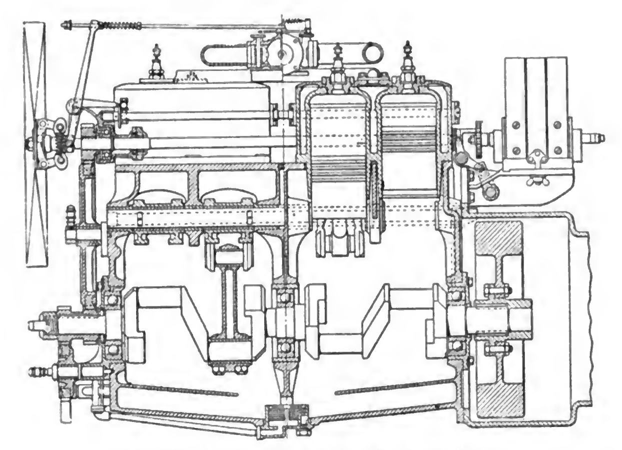
Achtzylinder-Motor der All British Car Company.

Der Motor, der als eine der auffallendsten Neuerungen auf der letzten Olympia-Ausstellung anzusehen war, kennzeichnet sich dadurch, daß von den acht Zylindern, die in zwei Reihen von je vieren angeordnet sind, immer zwei durch einen Schwinghebel auf einen gemeinsamen Kurbelzapfen einwirken. Man erhält so nur eine vierkurbelige Maschine, deren Gesamtläge geringer ist, als diejenige eines gewöhnlichen Sechszylinder-Motors. Die Anordnung ist im übrigen nicht neu, auch bei den Arrol-Johnston-Wagen sind bereits solche Motoren versucht worden, anscheinend nicht mit besonders gutem Erfolg. Der Hauptnachteil ist, daß man zwar nur vier große Pleuelstangen und vier Kurbelzapfen erhält, dagegen außerdem noch acht kleinere Pleuelstangen und 16 weitere Gelenkzapfen in den Kauf zu nehmen hat. Ob daher der Motor in dieser Anordnung billiger wird, als ein Sechszylindermotor, ja selbst als ein Achtzylindermotor gewöhnlicher Bauart, muß zweifelhaft erscheinen. Die Verringerung der Gesamtlänge der Maschine hat nur bei Motorwagen wesentliche Bedeutung, bei diesen liegt aber heut wohl kein Bedürfnis mehr vor, die Zylinderzahl über acht hinaus zu erhöhen.

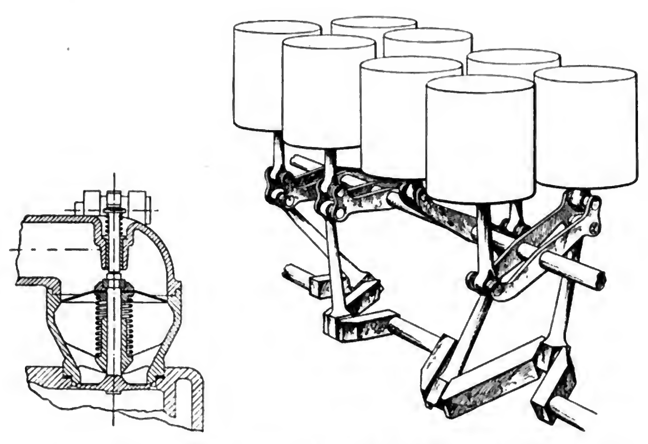
Natürlich können bei dem Achtzylindermotor die schwierigsten Regulierproben gelöst werden, da er ein außerordentlich gleichmäßiges Drehmoment besitzt. Im vorliegenden Fall ist der Motor mit einer Aussetzungs-Regulierung versehen, die in ganz bestimmter Weise arbeitet, derart, daß zwischen die Druckstange des Ventilantriebes und die Ventilspindel, hier eine Stange zum Antrieb eines Doppelhebels, des Mitnehmers geschaltet ist, der von der Druckstange nur bei einer bestimmten Stellung getroffen wird. Die Einstellung dieser Druckstange, die gewöhnlich vom Regulator selbsttätig vorgenommen wird, ist hier vom Führersitz aus in der Weise möglich, daß immer je zwei Zylinder ausgeschaltet werden können, deren Kolben gleiche Bewegungsrichtung haben. In den betreffenden Zylindern wird dann beim Aufgang des Kolbens Luft verdichtet, und dabei etwa die Hälfte der in einem arbeitenden Zylinder verfügbaren Leistung aufgespeichert, diese wird zum Teil beim Niedergang der Kolben wieder abgegeben, sodaß, selbst wenn nur in zwei Zylindern Explosionen stattfinden, immer noch ein ganz

---

Nach dem „**Motorwagen**".

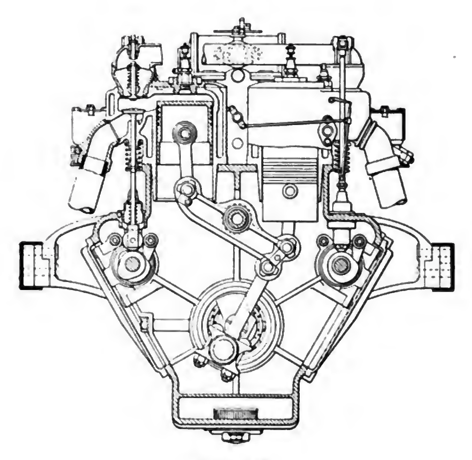


Figur 396. Achtzylindermotor der All British Car Co.

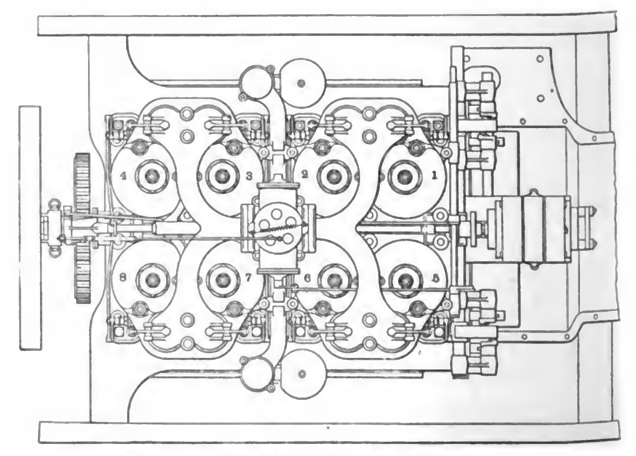


Figur 397.

Figur 398. Die acht Kolben und die Triebteile des Motors der All British Car Company.



Figur 399.



Figur 400. Achtzylindermotor der All British Car Co.

gleichmäßiger Gang erzielt werden kann. Dieses Regelverfahren ist bekanntlich am wirtschaftlichsten, weil in den abgeschalteten Zylindern überhaupt kein Brennstoffverbrauch stattfindet. Man kann also den vorliegenden Achtzylindermotor als einen Fahrzeugmotor mit großer Kraftreserve betrachten, der aber, im Gegensatz zu anderen Motoren, auch bei kleineren Leistungen, z. B. bei $^1/_4$- oder $^1/_2$-Belastung, nur angemessenen Brennstoffverbrauch aufweist. Man hat bei Fahrzeugmotoren von der Aussetzer-Regulierung gegenwärtig vollkommen Abstand genommen; man ist also nicht in der Lage, diesen wirklichen Vorteil auszunützen. Von diesem Gesichtspunkt aus betrachtet, stellt sich die Steuerung des vorliegenden Motors kaum als ein Fortschritt dar.

Zur Regelung der Leistung sind aber außerdem eine Drosselklappe am Vergaser, die das Mischungsverhältnis der Benzindämpfe mit Luft von Hand veränderlich macht, sowie ferner eine vom Regulator beeinflußte Drosselklappe in der Haupt-Einströmleitung des Motors vorhanden, die auf eine bestimmte Höchstgeschwindigkeit eingestellt ist und das Durchgehen des Motors verhindert.

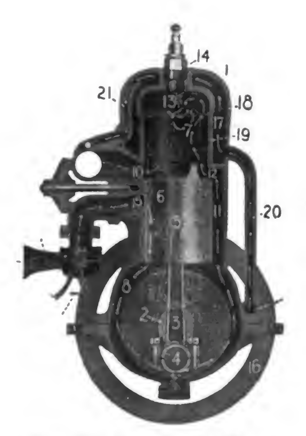
Von Interesse ist die Bauart des Einlaßventils, das als Kombination zwischen einem selbsttätigen und einem zwangläufig gesteuerten angesehen werden kann. Wie ersichtlich, ist die Ventilspindel von dem durch den Steuerungsantrieb beeinflußten Stift vollkommen unabhängig: sodaß sich insbesondere das Ventil auch selbsttätig unter dem Einfluß des Unterdruckes im Zylinder öffnen kann. Oberhalb des Ventiltellers ist ein aus biegsamem Blech oder dergl. hergestelltes zweites Scheibenventil angeordnet, das sich mit dem Ventil gleichzeitig öffnet und durch eine Feder auf seinen Sitz gedrückt wird. Da die Fläche dieses Scheibenventils bedeutend größer ist als diejenige des Tellerventils, so kann, namentlich wenn die Feder nicht allzu stark bemessen wird, die ganze Anordnung auch als selbsttätiges Einlaßventil benützt werden, wenn z. B. während einer längeren Fahrt das Antriebsgestänge in Unordnung gerät. Das dürfte wohl der eigentliche Zweck der Konstruktion sein.

Der Ferro-Zweitakt-Motor.

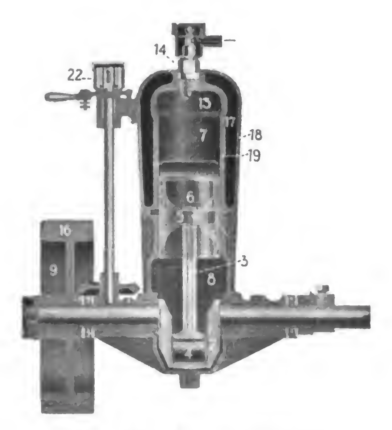
Die Zweitakt-Motoren, welche in Deutschland und auch in Frankreich bisher keine großen Erfolge geschäftlicher Art aufweisen konnten, sind im letzten Jahre in England sowohl, wie besonders aber in Amerika in ausgedehntem Maße fabriziert worden. Obgleich auch dort der Zweitakt-Motor weniger für das Automobil im eigentlichen Sinne, den Motorwagen benutzt wird, sondern mehr für Boote, so sei es doch gestattet, hier den neuesten Vertreter dieser Motorgattung, den Ferro-Bootsmotor, kurz zu charakterisieren.

Dieser Motor stellt in seiner Gesamtheit wohl das einfachste dar, was bisher in dieser Gattung geliefert worden ist. Er ist gänzlich ventillos und der Kolben wirkt als Steuerungsschieber, indem er die Ein- und Ausströmungsöffnungen für die Gase öffnet bezw. schließt.

Bekanntlich gibt es bei der Zweitaktmaschine bei jedem Kolbenniedergang einen Arbeitsimpuls, sodaß also auf jede Umdrehung der Kurbelwelle ein Arbeitshub kommt, und nicht wie beim Viertakt-Motor, auf jede zweite Umdrehung der Kurbelwelle. Nun ist es ja selbstverständlich, daß damit nicht auch gesagt ist, daß eine Zweitaktmaschine doppelt so viel Arbeit leistet wie eine Viertaktmaschine gleicher Abmessungen. In der Abbildung 401 sehen wir, daß der Zylinder mit dem Kurbelgehäuse zusammen einen Raum bildet und der obere Teil des Zylinders von dem eigentlichen Kurbelraum durch den Kolben getrennt ist. Da der Kurbelraum zur Vorkompression und zum Ansaugen der Gase benutzt wird, so muß er vollständig abgedichtet sein, wenn nicht nur Gasverluste vermieden, sondern überhaupt ein gutes Funktionieren erzielt werden soll. Bemerkenswert ist, daß der Kurbelzapfen ziemlich schmal gehalten ist, um einen möglichst kleinen Kurbelraum zu erhalten. Daraus ergibt sich ein schmales Pleuelstangenlager, sodaß der Kurbelzapfen selbst, um den Flächendruck nicht zu hoch zu treiben, entsprechend dicker gemacht werden mußte. Dasselbe ist bei dem Kolbenzapfen 5 und dem Pleuelstangenende 6 zu bemerken. Die Außenlager der Kurbelwelle sind gleichfalls stark und breit gehalten, um Abnutzung zu vermindern. Das Schwungrad ist groß und schwer, um ein möglichst gleichförmiges Drehmoment zu erzielen. Der zweite Schnitt des Motors (Figur 402), welcher senkrecht zu dem ersten gelegt ist, zeigt die Ein -und Auslaßöffnungen für die Gase.



Figur 401. Ferro-Zweitakt-Motor.



Figur 402. Ferro-Zweitakt-Motor.

Das Benzin wird durch ein Rohr direkt zu der in der Ansaugleitung sitzenden Düse geleitet, welche von außen durch ein Nadelventil eingestellt werden kann. Die seitlich davon befindliche Luftzuführung gestattet den Zutritt frischer Luft, die das Benzin mit sich reißt. Das Gas strömt durch den Kanal zur Öffnung 15. Ist der Kolben auf dem oberen Totpunkte, so kann das Gas durch die Öffnung 15 direkt, wie die Pfeile zeigen, in das Kurbelgehäuse strömen, in welchem der herausgehende Kolben einen geringen Unterdruck erzeugt hat. Geht der Kolben wieder herunter, so komprimiert er das Gas in dem Kurbelgehäuse, bis er zu seinem unteren Totpunkt gelangt und die Öffnung 12 freigibt, durch welche die komprimierten frischen Gase heftiger in den Zylinder einströmen. Der Kolben, welcher die Öffnung ja nur einen Augenblick freigegeben hat, befindet sich nun wieder auf dem oberen Totpunkt und es tritt die elektrische Zündung ein, die das Gas zur Explosion bringt und den Kolben heruntertreibt. Bei der tiefsten Stellung des Kolbens liegt auch die Auspufföffnung 10 frei, durch die die hochgespannten verbrannten Gase entweichen, während, wie vorher beschrieben, auf der Gegenseite durch die Öffnung 12 schon die frischen Gase hereinströmen, wie es die Pfeile angeben. Damit nun die durch die Öffnung 12 einströmenden Gase nicht auf der gegenüberliegenden Seite durch die Öffnung 10 wieder entweichen können, ist auf den Kolben eine kurze niedrige senkrechte Wand aufgesetzt, an der sich die einströmenden Gase stoßen und nach oben abgelenkt werden, sodaß sie an der Zylinderwand in die Höhe gehen und dann von oben her die verbrauchten Auspuffgase vor sich hertreiben. Inzwischen hat sich aber in der zuerst beschriebenen Weise auch die Erneuerung der frischen Gase im Kurbelgehäuse vollzogen, sodaß das Spiel in ununterbrochener Reihe stattfindet.

Die Wasserkühlung erfolgt durch einen Wassermantel 18, der durch eine Leitung 20 das Kühlwasser zugeführt erhält, das durch eine angegossene Abflußleitung 21 wieder fortgeführt wird. Wie aus der zweiten Schnittzeichnung ersichtlich, werden die Stutzen für die Saugleitung und für den Auspuff durch einen gemeinsamen Bügel mittelst eines Stehbolzens festgehalten. Die Konstruktion der ganzen Maschine ist sehr einfach.

Die Vor- und Nachteile des Zweitaktsystems sind an anderer Stelle besprochen. Der Motor läuft regulär mit etwas Vorzündung. Wichtige Punkte bei der Konstruktion von Zweitakt-Motoren sind vor allem die richtige Lagerung der Ein- und Auslaßöffnungen in den Zylindern, die Wahl ihrer richtigen Größe für jede Type, sodaß der auf- und niedergehende Kolben sie genau im richtigen Moment öffnet oder schließt und damit bei jeder Umdrehung genügend Gemisch und energischer Auspuff erhalten wird.

Dritter Teil.

Vergasung, Zündung, Verbrennung, Kühlung und Auspuff.

Die Vergasung des Brennstoffs.

Der meistens mit unregulierter Tourenzahl arbeitende Automobilmotor stellt an die gute Funktion des Vergasers die höchsten Anforderungen, und es haben sich im Laufe der Zeit eine ganze Anzahl der verschiedensten Vergaserkonstruktionen herausgebildet, über die man sich am besten aus Spezialabhandlungen*) informieren kann.

Wir können, da sich vorliegendes Buch nur mit den Motoren beschäftigt, die Vergaser nur flüchtig streifen, wollen jedoch nicht unterlassen, auf die wichtigsten Punkte aufmerksam zu machen, die der Motorenkonstrukteur besonders beachten muß.

Die verschiedenen Oberflächenvergaser-Konstruktionen, die man benutzte, als der Automobilismus sich noch im Anfangsstadium befand, sind mit der Zeit, selbst bei den kleinsten Motoren, vollständig durch die Spritzvergaser verdrängt worden. Der Umstand, daß bei dem Oberflächenvergaser die Verdunstung des Brennstoffes dadurch bewirkt wird, daß die angesaugte Luft durch das ganze Benzinquantum streichen muß, hat naturgemäß zur Folge, daß die am leichtesten verdampfenden Bestandteile des Benzins zuerst verdunstet werden, wodurch das in dem Vergaserbehälter befindliche Benzin immer schwerer wird, weshalb man gezwungen ist, fortwährend an dem Gemisch herumzuregulieren, um dasselbe in richtiger Zusammensetzung zu erhalten.

Ein fernerer Übelstand ist der, daß die Feuchtigkeit, die sich in der Luft befindet, zum größten Teile in dem Vergaser als Wasser niederschlägt, wodurch es unmöglich wird, die Oberflächenvergaser auch für große Motoren zu benutzen.

Demgegenüber muß die Tatsache hervorgehoben werden, daß ein mit einem Oberflächenvergaser versehener Motor äußerst leicht anspringt. Es ist dieser Umstand namentlich für kleine einzylindrige Motoren, die von der Hand angekurbelt werden sollen, von größter Wichtigkeit, da bei solchen das Anlassen, wenn sie mit einem Spritzvergaser versehen sind, mitunter mit Schwierigkeiten verknüpft ist. Der Grund ist darin zu suchen, daß bei der langsamen Ankurbelung die Geschwindigkeit der an der Benzindüse vorbeigesaugten Luft nicht groß genug ist, um das erforderliche Benzinquantum anzusaugen. Man kann sich indessen sehr leicht helfen, wenn man in solchen Fällen

*) Band 10 der „Autotechnischen Bibliothek". Automobil-Vergaser von Menzel. (Verlag: Richard Carl Schmidt & Co., Berlin, W 62).

das Rohr, welches die Luft in den Vergaser führt, mit einer Drosselklappe versieht, die man beim Andrehen so weit schließt, bis in dem Saugrohr der erforderliche Unterdruck erreicht ist. Sobald der Motor seine Tätigkeit aufgenommen hat, muß man natürlich diese Hilfsdrossel wieder vollständig öffnen.

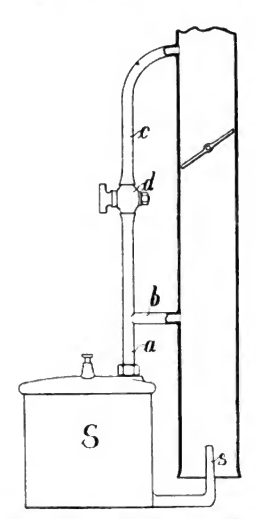
Beim Spritzvergaser wird bekanntlich das Benzinniveau durch einen luftdichten Schwimmer auf gleicher Höhe erhalten, und in der Regel muß der Vergaser so reguliert werden, daß das Benzin etwa 2 mm unter dem Düsenrande steht. Bei Motoren, die mit mehr als 1500 Touren pro Minute laufen, ist es sogar ratsam, den Benzinstand noch niedriger anzuordnen, und zwar geht man bis auf 5 mm herab.

Eine genaue Regulierung kann man nur vornehmen, wenn der Motor im Gang ist, wobei man die Schwimmernadel mit dem Finger herunterdrückt. Hierdurch wird der weitere Zufluß des Benzins zum Vergaser bezw. zum Schwimmerbehälter abgesperrt, und wenn nun der Motor schneller zu laufen beginnt, so ist dieses ein Zeichen, daß es ratsam ist, den Schwimmer leichter zu machen, damit das Benzinniveau ein niedrigeres wird.

Bei Wagenmotoren soll man den Vergaser so montieren, daß der Kanal, der Schwimmerbehälter und Düse verbindet, rechtwinklig zur Richtung der Kurbelwelle steht. Achtet man darauf nicht, und setzt man den Vergaser so auf, daß der Kanal parallel mit der Kurbel verläuft, dann erhält man ein zu schwaches Gemisch, wenn eine Steigung befahren wird, und ein zu starkes, wenn man ein Gefälle befährt.

Beim Spritzvergaser ist es meistens erforderlich, vor dem Andrehen durch Bewegung des Schwimmers von außen etwas Benzin über den Rand der Düse treten zu lassen, damit der Motor leichter angeht, und es muß deshalb der Boden des Vergasers, welcher sich unter der Düse befindet, eine kleine, etwa 2 mm weite Bohrung besitzen, durch welche das überfließende Benzin ablaufen kann. Da dieses dann in die Mulde läuft, welche nach unten den Motor gegen Straßenstaub schützt, so können sich namentlich, wenn der Vergaser in Unordnung geraten ist und das Benzin dauernd überlaufen läßt, Gase unter der Haube entwickeln, die Veranlassung zu Automobilbränden geben können. Man wird deshalb gut tun, die vorerwähnte Bohrung mit einem Rohr zu versehen, das nach unten durch die Mulde reicht und das Benzin an die Erde fließen läßt. Da es ferner sehr leicht möglich ist, daß beim Andrehen eine Flamme durch den Vergaser schlägt und das innen enthaltene Benzin zur Entflammung bringen kann, so soll man der Sicherheit halber das Gasrohr über dem Vergaser erweitern und mit einem Drahtsieb von 0,5 mm Maschenweite versehen. Die Oberfläche des Siebes und der freie Durchgangsquerschnitt desselben müssen so groß sein, daß das Gas keinen merklichen Widerstand findet.

Der Vergaser soll ferner so montiert werden, daß er leicht abgenommen werden kann, falls eine Reparatur notwendig ist. Eine automatisch wirkende Vorrichtung, welche es ermöglicht, den Benzinstand an der Düsenmündung proportional der Tourenzahl einzustellen, ist in der Figur 403 dargestellt. Zu diesem Zwecke führt von dem Deckel des Schwimmerbehälters S ein etwa 4 mm weites Rohr a nach oben, das bei b einen ebenso weiten Abzweig nach dem Gasrohr unterhalb der Drossel erhält. Ein ebensolches Rohr c mündet in das Gasrohr oberhalb der Drossel, während ein Hahn d, durch dessen mehr



Figur 403. Automatische Gemischregulierung.

oder weniger weites Öffnen der Vergaser ein für allemal reguliert wird, die Verbindung zwischen c und a hergestellt wird.

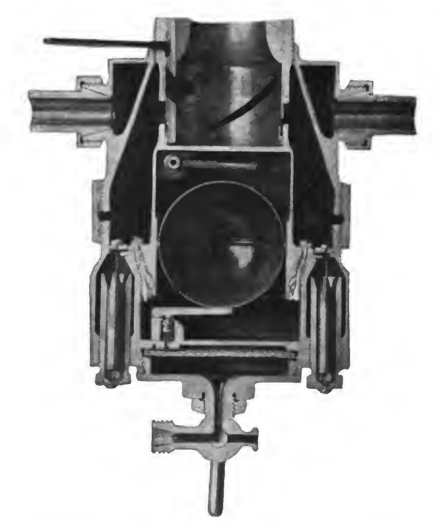
Der Unterdruck, der sich im Gasrohr bemerkbar macht, wird mit der Tourenzahl zunehmen, und eine Folge davon ist, daß das Benzin in S etwas angesaugt wird, wodurch dasselbe in der Düse s sinkt. Diese einfache Vorrichtung wirkt meistens ebensogut, als die komplizierten Reguliervorrichtungen und automatischen Ventile für die Nebenluft.

Neuerdings geht man immer mehr dazu über, auch das Benzol, das sogenannte Steinkohlenbenzin, für den Automobilbetrieb zu ver-

wenden, doch hat man bisher völlig einwandfreie Resultate nur mit langsam laufenden Motoren, die bis zu etwa 1000 Touren machen, erzielen können.

Besonders zu erwähnen ist eine Neuerscheinung auf diesem Gebiete, und zwar der Benzolvergaser der neuen Vergasergesellschaft Berlin, der in der Figur 404 abgebildet ist.

Bei diesem Vergaser befindet sich der Schwimmer, wie ersichtlich, in der Mitte, wobei sein Gehäuse am oberen Rande eine große Düse bildet. Während sonst fein gebohrte Löcher den Brennstoff ausspritzen



Figur 404.
Benzolvergaser der neuen Vergasergesellschaft, Berlin.

lassen, ist hier ein Dochtring eingelegt, dessen Durchlässigkeit durch verschieden starkes Zusammenpressen des oberen Konusteiles reguliert werden kann. Es wird dadurch eine sehr feine Verteilung des Benzols herbeigeführt und eine gleichmäßigere Gemischbildung ermöglicht, als wenn eine einfache Düse zur Anwendung kommt, weil das bekannte Nachspritzen aus der Düse, welches sonst am Ende des Saughubes stattfindet, vermieden wird.

Zum Zwecke der Gemischregulierung wendet man eine, unter Federbelastung stehende, automatische Luftzuführung an. Diese tritt in be-

kannter Weise in Tätigkeit, wenn bei der hohen Kolbengeschwindigkeit der Unterdruck im Vergaser die Federspannung überwindet.

Man kann einen Motor, der mit Benzol betrieben wird, ebensogut kalt anlassen, wie einen solchen, der mit Benzin arbeitet und nur während der ersten paar Minuten macht sich eine stärkere Rußentwicklung bemerkbar. Es empfiehlt sich daher, Motoren, die speziell für den Benzolbetrieb benutzt werden sollen, so zu konstruieren, daß eine bequeme Reinigung des Explosionsraumes von außen her vorgenommen werden kann.

Wenn man auch bisher noch über allzustarke Rußablagerung bei Benzolbetrieb zu klagen hatte, so muß man berücksichtigen, daß bei uns der Benzolbetrieb erst im Anfangsstadium sich befindet. Es ist empfehlenswert, das Benzol nur für solche Motoren zu benutzen, die mit Magnetabreißzündung arbeiten, weil man dann am wenigsten Aussetzer zu erwarten hat.

Der Spiritusbetrieb, für den eine Zeitlang viel Reklame gemacht worden ist, hat sich auf die Dauer nicht einbürgern können, weil mit Spiritus nur wenig mehr als die Hälfte der Wärmemenge erreicht wird, als mit Benzin. Der Spiritus kann jedoch im Preise konkurrieren, sobald man die in letzter Zeit stark gestiegenen Benzinpreise in Erwägung zieht. Es ist jedoch unmöglich, die hohe Tourenzahl zu erreichen, wie man sie für die Automobilmotoren von Luxuswagen einhalten muß. Es wird deshalb für solche Zwecke auch in Zukunft der Benzingebrauch notwendigerweise beibehalten werden müssen.

Die Verwendung von Spiritus begünstigt ferner die Rostbildung im Innern des Zylinders und an den Ventilen. Auch die Kontakte der Abreißzündung werden sehr davon angegriffen. Dieses wird zwar von interessierter Seite bestritten.

Wir warnen jeden Konstrukteur davor, sich auf die Konstruktion eines Spiritusmotors für Automobile einzulassen, damit ihm die bösen Erfahrungen erspart bleiben, die Verfasser leider machen mußte.

1 kg	Motorenbenzin	enthält	ca. 11 000	Wärmeeinheiten
1 „	Spiritus von 91%	„	ca. 5 650	„
1 „	Rohbenzol	„	ca. 8 500	„

Das Motorenbenzin besitzt in der Regel ein spezif. Gewicht von ca. 0,7, während der meistens noch mit 20—25% Benzol vermischte Motorenspiritus ein spezif. Gewicht von ca. 0,83 hat. Das spezif. Gewicht des Benzols beträgt ca. 0,9. Es sei hier noch besonders darauf hingewiesen, daß für Motorenzwecke nur das Rohbenzol verwendbar ist. Sollen daher Versuche mit Benzol vorgenommen werden, dann bestelle man hierzu ausdrücklich Rohbenzol.

Das Wichtigste von der elektrischen Zündung.

Die Zündung erfolgt bei Automobilmotoren durchweg durch den elektrischen Funken und es ist von größter Wichtigkeit, die Vor- und Nachteile der verschiedenen Zündungsarten gegeneinander abzuwiegen.

Die älteste Zündungsart ist die Akkumulatorenzündung. Sie besitzt den Vorzug, daß sie von Laien am leichtesten kontrolliert werden kann, weil, wenn der Akkumulator geladen ist, das Fließen des Stromes jederzeit beobachtet werden kann. Ihr größter Nachteil ist, daß man gezwungen ist, den Akkumulator jedesmal, wenn seine Spannung auf 3,7 Volt gesunken ist, wieder laden lassen zu müssen, und es an vielen Orten an einer Gelegenheit hierzu mangelt.

Ferner ist der Akkumulator, selbst wenn er noch so gut konstruiert ist, immer noch zu empfindlich, um auf die Dauer die vielen Erschütterungen, die sich im Betriebe einstellen, ertragen zu können. Von einer unbegrenzten Haltbarkeit kann daher keine Rede sein. Auch die notwendige Säurefüllung bringt Nachteile mit sich, die sich namentlich dadurch bemerkbar machen, daß die Anschlußenden der Drähte sehr oft Grünspan ansetzen, wodurch der Leitungswiderstand unter Umständen so erhöht wird, daß die Zündung versagt.

Trockenelemente, die man ebenfalls zu Zündbatterien vereinigt im Handel erhält, besitzen meistens eine zu geringe Kapazität und sind sehr bald aufgebraucht. Sie wirken nicht so energisch wie die Akkumulatorenbatterien und sind im Automobilbetriebe nahezu verschwunden.

Bevor wir nun zu den verschiedenen Zündvorrichtungen übergehen, müssen wir uns vor allen Dingen kurz mit dem Wesen der Elektrizität befassen, um eine sachgemäße Anordnung der elektrischen Anlage zu erreichen, wodurch die meisten Betriebsstörungen ausgeschaltet werden.

„Volt“, „Ohm“ und „Ampère“ sind die drei Hauptbegriffe, die uns interessieren und deren Abhängigkeitsverhältnis zueinander wir wissen müssen.

Mit Volt bezeichnet man die Spannung des Stromes, also gewissermaßen den Druck, unter dem die in der Batterie enthaltene Elektrizitätsmenge Ampère steht. Mit Ohm wird der Widerstand bezeichnet, der sich dem Fließen des Stromes entgegenstellt. (1 Ohm ist der Widerstand, den eine Quecksilbersäule von 1,06 m Länge und 1 mm Querschnitt dem sie durchfließenden Strome leistet; es entspricht dieses

ungefähr dem Leitungswiderstande eines Kupferdrahtes von 1 mm Durchmesser und 45 m Länge.)

Ampère ist die Stromstärke, welche imstande ist, einen Leiter und seinen Widerstand zu durchfließen. Die wichtigste Formel ist

$$1 \text{ Ampère ist gleich } \frac{1 \text{ Volt,}}{1 \text{ Ohm,}}$$

d. h. durch einen Leiter von 1 Ohm Widerstand fließt ein Strom von der Stärke eines Ampère, wenn derselbe die Spannung von 1 Volt besitzt.

Da wir durchschnittlich mit Zündbatterien zu tun haben, welche eine Betriebsspannung von ca. 4 Volt besitzen, so würde also, wenn der Widerstand in der Drahtleitung und in der Spule etc. 1 Ohm beträgt, eine Stromstärke von 4 Ampère durch die Leitung fließen.

In der Regel arbeitet die Zündspule mit einer Stromstärke von ca. 1 Ampère, und wir können daher annehmen, daß der Gesamtwiderstand ca. 4 Ohm beträgt.

Vergrößert man nun absichtlich oder unabsichtlich den Leitungswiderstand entweder dadurch, daß man schlechte Verbindungsstellen schafft oder solche dadurch begünstigt, daß man nicht genügend Sorge dafür trägt, ein Verschmutzen der verschiedenen Kontaktstellen zu verhindern (ein derartiges Verschmutzen der Stromübergangsstellen geschieht sehr oft dadurch, daß an dieselben Öl gelangen kann), so ist es dem Strom nicht mehr möglich, mit der erforderlichen Menge durch die Spule zu fließen und eine Folge davon sind zu schwache Zündfunken. Es ist deshalb für den Konstrukteur äußerst wichtig, die Anlage der elektrischen Leitung mit größter Sorgfalt durchzuführen und die Stromunterbrecher so anzuordnen, daß sie nicht in den Bereich des Schmieröls gelangen.

Auch ist es erforderlich, die Drahtleitung so zu legen und so auszubilden, daß erstens die ganze Anordnung eine übersichtliche bleibt und daß zweitens der Laie, wenn er in die Lage kommt, einzelne Drähte loszunehmen, später weiß, an welche Polklemme er jeden einzelnen Draht wieder befestigen muß. Es empfiehlt sich daher, verschieden gefärbte Kabel zu benutzen.

Die von den Spulen zu den Zündkerzen der einzelnen Zylinder gehenden, stark isolierten Kabel versieht man am besten an ihren Enden mit kurzen Hartgummiröhrchen, die mit eingedrehten Rillen versehen sind derart, daß das Kabel, welches zum ersten Zylinder führt, eine Rille, das des zweiten 2, des dritten 3 und des vierten 4 Rillen besitzt. Diese Rillen kann man im Dunkeln sehr leicht mit den Fingernägeln fühlen, sodaß eine Verwechslung der Anschlüsse unmöglich ist.

Empfehlenswert ist ferner, sämtliche Drähte und Kabel in ein Isolierrohr zu führen, wodurch man am sichersten Kurzschluß vermeidet und das Gesamtbild der ganzen Anlage beruhigt bezw. vereinfacht. Die kurzen Kabel werden dabei in einem oberhalb der Zylinder

befestigten Rohr aus Fibre geführt, das in der Zylindermitte jedesmal ein Loch besitzt, durch welches das Kabel ins Freie tritt, welches zu der Zündkerze des betreffenden Zylinders gehört. Durch diese Anordnung kommen nur kurze Kabelenden zum Vorschein, die es unmöglich machen, eine Verwechslung vorzunehmen.

Diese Darlegungen sind natürlich ebenfalls genau zu beachten, wenn der Motor mit der Magnetzündung versehen werden soll.

Verfolgen wir den vom Akkumulator kommenden Strom nunmehr auf seinem weiteren Wege. Da er nur eine Spannung von 4 Volt besitzt, so ist er nicht zu bewegen, auch nur den geringsten Bruchteil von 1 mm in freier Luft als Funken zu überspringen und es ist ein Apparat erforderlich, der seine Spannung erhöht.

Man kann annehmen, daß ein Strom für jedes Millimeter Abstand, welches er in freier Luft überspringt, eine Spannung von 1000 Volt besitzen muß. Meistens ist es erforderlich, daß der Funken eine Strecke von ca. 10 mm und noch mehr überspringt, sodaß wir also mit einer Spannung von mindestens 10000 Volt zu rechnen haben.

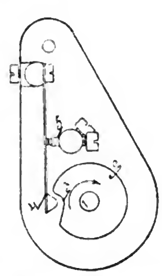
Diese Umformung des Stromes vom niedergespannten zum hochgespannten geschieht durch den Transformator, die Zündspule. Dieselbe besteht im wesentlichen aus einer Rolle, die in ihrem Innern einen Kern aus weichen Eisendrähten besitzt, um die zunächst in wenigen Lagen ein ca. 0,8 mm starker Draht gewickelt ist, durch den der vom Akkumulator kommende Strom zirkuliert.

Über diesen starken Draht von wenigen Windungen ist dann ein schwacher Draht von ca. 0,08 mm Stärke in sehr vielen Windungen gewickelt und in dieser Sekundärwicklung wird der hochgespannte Strom induziert. Wie allgemein bekannt, entsteht aber nur dann ein Induktionsstrom, wenn der vom Akkumulator kommende Primärstrom geschlossen oder unterbrochen wird und nur in dem Augenblick, wo eine Unterbrechung des Primärkreises stattfindet, entsteht in der Sekundärwicklung der Zündfunken.

Wir brauchen deshalb eine Vorrichtung, welche entweder mechanisch gesteuert wird oder automatisch im geeigneten Augenblick, wo der Funken zünden soll, den Primärstromkreis für einen Moment schließt und sofort wieder öffnet. Dieses geschieht durch den Unterbrecher am Motor. Derselbe besteht meistens aus einer Feder, die in der Mitte mit einem Platinkontakt versehen ist und einer ebenfalls mit einer Platinspitze versehenen, isoliert angeordneten Schraube, die sich dem Platinniet der Feder gegenüber befindet. Der Stromkreis wird dann durch Feder und Schraube solange geschlossen, als beide in Berührung miteinander stehen.

Die Konstruktion eines solchen Unterbrechers nach dem System de Dion-Bouton sehen wir in der Figur 405 abgebildet. Auf der Steuerwelle 1 befindet sich festgekeilt eine Stahlscheibe 2, die einen Aus-

schnitt 3 besitzt und auf dem Umfang der Scheibe 2 schleift der Hammerkopf der Feder 4. Dem Platinniet der Feder gegenüber befindet sich eine Kontaktschraube 5. Es kann also eine leitende Verbindung zwischen der Feder 4 und der Schraube 5 nur dann stattfinden, wenn das Ende der Hammerfeder 4 in den Ausschnitt 3 der Scheibe 2 gedrückt wird, wie es abgebildet ist. Im nächsten Augenblick wird der Stromkreis bereits wieder durch die rotierende Scheibe 2 getrennt und es entsteht der Öffnungsfunke, der an der Zündkerze überspringt. Es muß deshalb die Öffnung des Stromes mit dem Ende des Kompressionshubes zusammenfallen. Einen solchen Kontakt nennt man Springkontakt im Gegensatz zu einer anderen Ausführung, wo der Hammer durch eine Nockenscheibe abgedrückt wird, wodurch die Kontakte zusammengedrückt werden. Diese Kontakte werden in neuerer Zeit nur



Figur 405. Unterbrecher von Dion-Bouton

noch sehr selten verwendet, und man benutzt fast ausschließlich Schleifkontakte, auf die wir später zurückkommen.

Zunächst müssen wir auf eine hervorragende Eigenschaft der elektrischen Zündung aufmerksam machen, durch die gewissermaßen erst der schnellaufende Automobilmotor möglich ist. Wir haben kein Hilfsmittel, daß wir derartig dirigieren können, wie die Elektrizität, die im öffentlichen Leben eine so überaus weit verzweigte und nützliche Rolle spielt.

Jede Funktion im Automobilmotor und wenn sie noch so schnell vor sich geht, erfordert zu ihrer Ausführung eine Zeit und wenn es sich dabei auch nur um den Bruchteil von $^1/_{100}$ Sekunde handelt, so ist man doch in der Lage, genau nachweisen zu können, daß es absolut notwendig ist, den Umständen Rechnung zu tragen. Wir müssen bestrebt sein, dafür zu sorgen, daß das im Kompressionsraum verdichtete Gasgemisch in dem Augenblick vollständig verbrannt ist, wo der Kolben

seinen oberen Totpunkt erreicht oder nur um ein geringes überschritten hat, denn es ist für die gute Ausnutzung der Wärme erforderlich, daß in dem Augenblick, wo die höchste Entflammungstemperatur, also auch der höchste Druck auftritt, nur eine kleine Fläche vorhanden ist, durch die die Wärme abgeleitet werden kann. Die kleinste Fläche ist vorhanden, wenn der Kolben auf seinem höchsten Punkte angelangt ist.

Steigern wir die Tourenzahl des Automobilmotors, so verkürzen wir dadurch die Zeit, welche zur Entzündung des Gasgemisches zur Verfügung steht und wir kommen gewissermaßen der Kolbengeschwindigkeit entgegen, wenn wir den Zündzeitpunkt veränderlich machen, d. h. in der Sprache des Automobilisten, wenn wir die „Vorzündung" oder „Frühzündung" einschalten. Wir haben es dadurch, daß wir den Funken früher überspringen lassen, in der Gewalt, die Verbrennung des Gasgemisches so zu dirigieren, daß dieselbe erfolgt ist, wenn der Kolben seinen höchsten Stand erreicht hat.

Daraus geht hervor, daß jede höhere Tourenzahl ein anderes Zündmoment erfordert. Es geht aber auch ferner daraus hervor, daß die Einleitung der Verbrennung bei schnelllaufenden Explosionsmotoren unter verschieden hohen Kompressionsgraden erfolgt, denn wenn beispielsweise bei normaler Tourenzahl die Entzündung des Gasgemisches im Totpunkte oder sagen wir dafür, bei einer Kompression von 5 Atm. erfolgt, so erfolgt eine Einleitung der Verbrennung bei der Vorzündung schon dann, wenn das Gasgemisch erst auf 4 oder 3 Atm. und noch weniger komprimiert ist.

Nun lehrt uns aber die Erfahrung, daß der Zündfunken, der bei der höchsten Kompression überspringen soll, eine größere Spannung besitzen muß, als der, welcher die Gelegenheit hat, bei niedriger Kompression überzuspringen und dadurch erklärt sich dann sehr leicht, daß unter Umständen ein Motor sehr gut mit Vorzündung laufen kann, während er nicht mehr so recht will, wenn der Zündmoment näher an das Ende der Kompression gelegt wird; ein Fall, der oft eintritt, wenn die Batterie bereits ihre Betriebsspannung verloren hat oder wenn der Leitungswiderstand so groß geworden ist, daß er die Bildung eines kräftigen Funkens verhindert.

Aus obigen Ausführungen geht aber auch hervor, daß es unter Umständen ratsamer ist, aus praktischen Gründen die Kompression nicht zu hoch zu treiben, obgleich aus theoretischen Gründen die hohe Kompression gefordert wird. Den richtigen Mittelweg zu finden, ist die Sache der Praktiker und der Erfahrung.

Bei einem Motor mit hoher Kompression können viel eher Aussetzer in der Zündung erfolgen, als bei einem solchen mit etwas geringerer Kompression und deshalb ist es auch unmöglich, ein und denselben Maßstab an alle Motoren anlegen zu wollen.

Der große Einfluß des kräftigen Zündfunkens und der geeigneten Zündstelle auf die Leistung des Motors ist längst erwiesen und es ist bekannt, daß beispielsweise ein Motor, der mit Magnet- und Akkumulatoren-Zündung versehen ist, bedeutend stärker durchzieht, wenn man von der Akkumulatoren-Zündung auf die Magnet-Zündung umschaltet. Hierzu soll noch bemerkt werden, daß z. B. schwere Brennstoffe mit einem spez. Gewicht von über 0,75 sich fast nur noch durch den Funken der Magnetabreiß-Zündung einwandfrei entzünden lassen. Es ist hier jedoch eine Grenze gezogen, denn es ist bis jetzt noch nicht gelungen, bei Anwendung schwerer Brennstoffe mehr wie 500 Explosionen pro Zylinder und Minute zu erreichen.

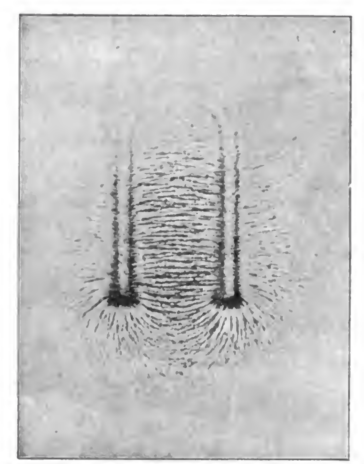
Die Akkumulatoren-Zündung hat in neuerer Zeit fast lediglich, namentlich bei größeren Motoren, die Rolle der Hilfszündung übernommen, die man zum Anlassen des Motors benutzt. Der Arbeitsstrom wird in der Regel durch den Magnetinduktor erzeugt, der in verschiedenen Ausführungen im Handel ist und im Laufe der Zeit so verbessert wurde, daß er einen hohen Grad der Betriebssicherheit erreicht hat.

Die Fabriken, welche diese Magnetapparate fabrizieren, fügen ausführliche Beschreibungen ihren Apparaten bei, sodaß es sich hier erübrigt, näher auf die einzelnen Fabrikate, als es absolut notwendig ist, einzugehen.

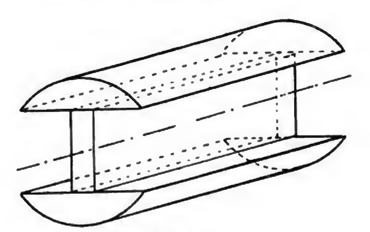
Es hat sich jedoch schon öfter gezeigt, daß auch in der Montage der Magnetapparate viele Fehler gemacht werden, die imstande sind, die Leistungsfähigkeit eines solchen Apparates zu vermindern und es ist daher erforderlich, das, worauf es hauptsächlich bei den Magnetapparaten ankommt, genau zu erklären, um eine sachgemäße Montage zu ermöglichen. Dazu ist es notwendig, das Zustandekommen des Stromes in einem Magnetinduktor zu erklären, was unter Benutzung einiger Figuren geschehen soll.

Der eigentliche Energieträger des Magnetinduktors ist der Stahlmagnet, in dessen magnetischem Kraftfelde der sogenannte Anker mit der Drahtwindung rotiert. Der Hufeisenmagnet besitzt bekanntlich zwei Pole, einen Nordpol und einen Südpol und von diesen beiden Polen verteilen sich die magnetischen Kraftlinien strahlenförmig auslaufend, wie es in der Figur 406 abgebildet ist. In dieser Figur liegt der Magnet unter einem Bogen Schreibpapier, auf das aus einer Entfernung von ca. 20 cm feine Eisenfeilspäne gestreut wurden, die sich, durch die magnetischen Kraftlinien gruppiert, in der dargestellten Weise ordnen, dadurch den Verlauf resp. die Richtung der magnetischen Kraftlinien anzeigend.

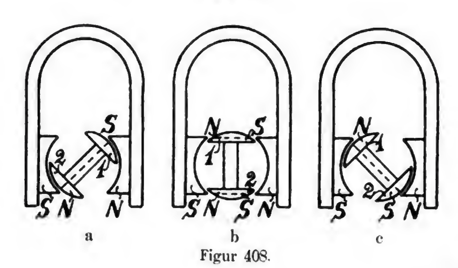
Der Anker, der schematisch in der Figur 407 dargestellt ist, besteht aus einzelnen Eisenplättchen, die voneinander isoliert zu einem Ganzen vereinigt sind und sein Zwischenraum wird mit einem isolierten Kupferdraht ausgefüllt, von dem das eine Ende mit dem Eisen des Ankers



Figur 406. Magnetische Kraftlinien.



Figur 407

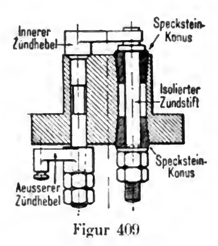


Figur 408.

verbunden ist, während das andere zu einem isolierten, auf der Ankerwelle angeordneten Kontaktring oder einer ähnlichen Vorrichtung geführt wird, welche es gestattet, den erzeugten Strom durch eine Schleiffeder abzunehmen.

Auch ohne das Ankereisen zu benutzen, würde in einer Drahtwicklung, welche zwischen den Polen eines Magneten rotiert, ein Strom erzeugt werden, der jedoch lange nicht so kräftig ist, als wenn man das Ankereisen anwendet. Es verhält sich hierbei geradeso, wie bei der vorhin erwähnten Spule für den Akkumulatorenstrom, bei welcher ebenfalls, wie wir wissen, ein Kern aus weichem Eisen angewendet wird.

Durch die Drehung des Ankers im magnetischen Felde des Magneten entstehen im Ankereisen wandelnde Pole, wie wir es in der Figur 408 dargestellt haben. In der Stellung a wird der Pol 1 des Ankers südmagnetisch und der Punkt 2 nordmagnetisch. Bei der weiteren Drehung, Stellung b, entstehen im Ankereisen in dem Augenblick, wo



Figur 409

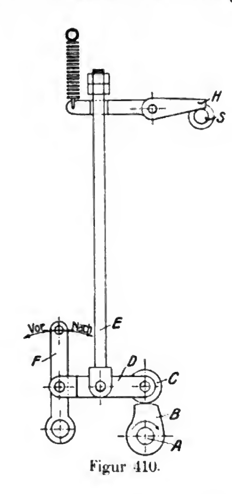
jeder Polschuh zwei Magnetpole verbindet, vier Pole, während der Anker wieder zweipolig wird, wenn man ihn etwas weiter dreht, wie in der Stellung c dargestellt.

Der Magnet ist also in jeder Lage des Ankers geschlossen und kann daher im Ruhezustande, ebenso wie während der Arbeit, keine Kraft verlieren. Wenn man den Anker eines Magnetinduktors dreht, dann bemerkt man sehr bald eine Stellung, auf die der Anker sich sehr schwer drehen läßt und über die er sofort hinwegspringt. In dem Augenblick, wo sich dieses Überspringen bemerkbar macht, wird die in b dargestellte Ankerstellung verlassen.

Weil nun die Drahtwindung des Ankers, sobald letzterer gedreht wird, immer abwechselnd dem einen und dem andern Pol gegenüber steht und weil ferner dabei das Ankereisen fortwährend seine Pole wechselt, entsteht in der Drahtwicklung ein Wechselstrom. Bringen wir nun das eine Ende der Ankerwicklung in leitende Verbindung mit dem Motorkörper und führen das andere Ende durch einen gut isolierten Draht an den iso-

lierten Pol des Zündflanschen, Figur 409, dann wird die Ankerwicklung durch den inneren Zündhebel geschlossen, und der sich bei der Drehung des Ankers entwickelnde Wechselstrom kann ungehindert hindurch fließen.

In dem Augenblick, wo wir die magnetische Verbindung zwischen dem Zündhebel und dem isolierten Zündstift aufheben, unterbrechen wir den Stromkreis und um einen kräftigen Funken zu erhalten, ist es notwendig, daß diese Unterbrechung des Stromkreises in demselben Moment erfolgt, wo der Anker

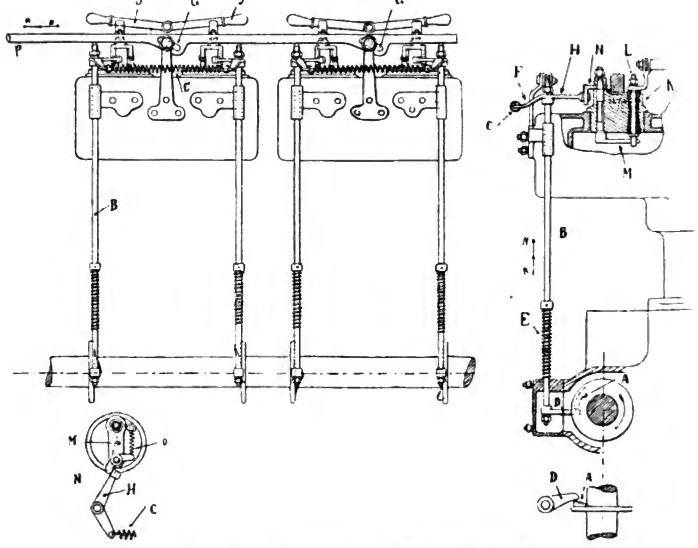


Figur 410.

eben die Mittelstellung, Figur 408b, passiert hat. Dieses Trennen des Kontaktes muß schnell erfolgen und es geschieht in der Regel durch eine Abschlagvorrichtung, das sogenannte Abreißgestänge, wie es in der Figur 410 dargestellt ist. H ist der Zündhebel und S der isolierte Zündstift. Auf der Steuerwelle A, die sich in der Richtung des Pfeiles dreht, befindet sich der Abreißnocken B, der an der einen Seite sanft ansteigt und auf der anderen steil abfällt. Auf diesem Nocken läuft die Rolle C, die in einer Gabel D drehbar gelagert ist. Die Gabel D bildet einen Hebel, der nach oben mit einer dünnen Stange E in Verbindung steht, deren Kopf auf das Ende des durch eine Feder gegen den isolierten Stift gedrückten Zündhebels schlägt. Durch

einen Stellhebel F kann man in geringen Grenzen Vor- und Nachzündung geben, indem man C früher oder später bei B fallen läßt.

Geradeso wie bei der Akkumulatoren-Zündung kommt es bei der Magnet-Zündung sehr darauf an, daß die Punkte, wo der Strom von einem Kontakt zum anderen übergeht, sauber sind, damit sie keinen unnötigen Widerstand besitzen, der den Strom schwächt. Es ist deshalb erforderlich, daß die Abreißpole am Zünd-



Figur 411. Abreisszündung des Martini-Motors.

flansch immer sauber sind, und diese Forderung ist schwer zu erfüllen. Gegen Rostbildung an den Kontakten könnte man sich schützen, wenn man Nickel verwendet oder die Kontakte mit Platinauflage versieht. Beide Metalle sind aber zu weich und halten auf die Dauer den vielen Schlägen nicht stand. Das einzigste Metall, welches sich für die Kontakte auf die Dauer bewährt hat, ist Nickelstahl. Eine öfter zu wiederholende Reinigung ist aber auch hierbei nicht zu umgehen, man muß deshalb die Zündflanschen so einrichten, daß sie leicht zu lösen sind, und wir bemerken in den diversen Aus-

führungsformen von Motoren sehr oft, wie die verschiedenen Konstrukteure bestrebt sind, diesem Umstand Rechnung zu tragen.

Dem Bestreben der Vereinfachung des Motorenbetriebes läuft jede Anordnung von Hebeln und Gestängen, welche sich vermeiden lassen, zuwider und darum kann sich die Abreißzündung nur dann Freunde erwerben, wenn sie so einfach wie nur irgend möglich konstruiert ist.

Die einfachste Abreißmethode, die man nur für einzylindrige Motoren anwenden kann, ist die mit dem Abschlag der Kontakte durch den Kolben. Dieses System verwenden die Nürnberger Motorfahrzeugfabrik Union und die Magnet-Motorenfabrik Weißensee bei Berlin.

Mehrzylindrige Motoren lassen sich nach diesem System nicht einrichten, weil bei solchen der Kontakt fortwährend geschlossen ist, und man braucht deshalb für jeden Zylinder einen Magnetapparat. Das führt aber zu unliebsamen Komplikationen, denn der Konstrukteur muß soviel wie möglich bestrebt sein, unsichere Faktoren auszuschalten, und ein solcher unsicherer Faktor ist der Magnetapparat, auch wenn er noch so vollkommen ist. Man macht deshalb auch bei den neueren Motoren die Magnetapparate auswechselbar.

Bei mehrzylindrigen Motoren, die mit der Magnetabreiß-Zündung versehen sind, müssen die einzelnen Abreißnocken so zueinander verstellt werden, daß immer nur ein Abreißkontakt geschlossen ist. Dieser Schluß findet zu Beginn der Kompressionsperiode statt.

Der Anker des Magnetapparates wird von der Steuerwelle aus angetrieben. Da nun bei jeder Umdrehung des Ankers zweimal der Punkt eintritt, wo das Ankereisen von einem Magnetpol zum anderen überspringt, (wir haben vorhin bemerkt, daß in diesem Moment die Intensität des Stromes am größten ist und daß dann auch die Kontakte getrennt werden müssen, um einen kräftigen Öffnungsfunken zu erzielen), so werden wir, wenn wir den Anker ebenso schnell rotieren lassen wie die Motorenwelle, bei jeder Umdrehung zwei Zündfunken erhalten. Daraus geht hervor, daß wir bei einem vierzylindrigen Motor, der mit zwei Zündungen pro Wellenumdrehung arbeitet, den Anker mit der Tourenzahl des Motors rotieren lassen müssen. Bei ein- und zweizylindrigen Motoren läßt man den Anker in der Regel mit derselben Tourenzahl umlaufen, wie die Steuerwelle. *Es ist aber nicht allein erforderlich, daß die Trennung der Kontakte mit der richtigen Ankerstellung zusammenfällt, sondern daß auch der Anker schnell durch das magnetische Feld gedreht wird* und das ist beim Andrehen des Motors bekanntlich nicht leicht zu erreichen. Immerhin springt ein vierzylindriger Motor mit Abreißzündung sehr leicht an, weil die Ankerbewegung bei gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit der Kurbelwelle doppelt so groß ist, als beim Ein- und Zweizylinder.

Ein anderer Umstand, der ebenfalls bei der Konstruktion einer bestimmten Motorentype bisher wenig oder gar nicht beachtet wurde, ist der, daß man bei dem V-Zylindermotor den Winkel, den die beiden Zylinderachsen zueinander bilden, genau der Eigenart des Entstehens der Magnetzündung anpassen muß.

Betrachtet man die verschiedenen Konstruktionen von V-Motoren, dann wird man finden, daß die Zylinder entweder in einem Winkel von 40 Grad oder in einem solchen von 50 Grad angeordnet sind. Wir haben aber gesehen, daß wir beim Magnetapparat nur zweimal bei jeder Umdrehung einen kräftigen Funken erhalten können und zwar jedesmal nur dann, wenn der Anker einen Weg von 180 Grad zurückgelegt hat. Wir müssen deshalb, wenn wir vor die Aufgabe gestellt werden, einen Motor mit V-Zylindern zu konstruieren (diese Bauart empfiehlt sich für Neukonstruktionen nicht) und die Magnetzündung benutzen wollen, die Zylinder in einem Winkel von 45 Grad anordnen. Da hiermit aber eine zu schnelle Ankerrotation verbunden ist, so hat man für derartige Motoren besondere Magnetinduktoren konstruiert, die zwei ungleiche Polschuhe am Magneten besitzen. Ein Vertreter dieser Type ist der luftgekühlte Puch-Motor, Seite 192.

Neuerdings fabriziert Bosch Abreißzündkerzen für Magnetzündung, bei welchen die Trennung der Kontakte durch den als Elektromagneten ausgebildeten Kerzenkörper erfolgt, wenn die Stromunterbrechung am Apparat stattfindet.

Ganz dasselbe, was man erreicht, wenn man den Akkumulatorstrom durch die Primärwicklung einer Spule sendet und entweder auf mechanischem Wege durch den Motor unterbricht oder die Unterbrechung durch den bekannten Wagner'schen Hammer stattfinden läßt, erreicht man, wenn man den Anker des Magnetinduktors mit wenigen Lagen eines starken Drahtes versieht, worüber dann die Sekundärwicklung aus einem sehr langen und dünnen Draht gewickelt ist. Unterbricht man im geeigneten, vorstehend erwähnten Moment, den in der starken Ankerwicklung (der Primärwicklung) erzeugten Strom, dann entsteht in der Sekundärwicklung der hochgespannte Strom, der in freier Luft eine kurze Strecke überspringt.

Bevor wir uns nun dem Hochspannungs-Induktor zuwenden, müssen wir wieder zu der Akkumulatorenzündung bezw. zu der für diese notwendigen Spule zurückkehren. Wenn wir durch die Primärwicklung einer Spule einen Strom senden wollen, dann ist es selbstverständlich erforderlich, daß wir den Stromkreis schließen und in diesem Augenblicke entsteht ein Funken, der Schließungsfunken, der nur wenig sichtbar ist. Öffnen wir dagegen den Stromkreis wieder, dann entsteht der Öffnungsfunken, der hell leuchtet. Dieses fortwährende Öffnen und Schließen des Stromkreises erfolgt durch den Unterbrecher am Motor, wodurch die Zündung gesteuert wird, um

dieselbe im richtigen Moment also am Ende der Kompressionsperiode erfolgen zu lassen.

Wir haben in der Figur 405 einen Stromunterbrecher kennen gelernt, den wir mit Springkontakt bezeichnen, der diese Funktion erfüllt. Wenn wir eine einfache Spule, die mit einem solchen Springkontakt arbeitet (eine Abreißspule), benutzen, dann erhalten wir auch in der Sekundärwicklung nur einen einzigen Funken oder vielleicht mehrere beim langsamen Andrehen infolge der Vibration der Feder. Naturgemäß läßt sich eine Zündung um so sicherer herbeiführen, je mehr Funken im Zündmoment überspringen, und man ist daher mit der Zeit immer mehr dazu übergegangen, den sogenannten Ruhmkorff-schen Funkeninduktor zu benutzen, der mit einem Selbstunterbrecher, dem Neef'schen Hammer, arbeitet.

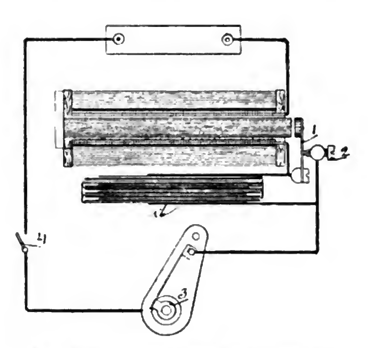
Es ist ein eigenartiger Umstand, daß man erst in neuerer Zeit wieder auf den Ruhmkorff'schen Funkeninduktor zurückgekommen ist, denn bereits vor 50 Jahren hatte es sich bei den Versuchen mit dem Lenoir'schen Gasmotor herausgestellt, daß die Zündung mit dem Ruhmkorff'schen Apparat bedeutend besser und sicherer funktioniert, als mit der gewöhnlichen Abreißspule. Die für den Automobilmotor zur Verwendung kommenden Spulen mit Selbstunterbrecher (mit Neef'schem oder Wagner'schem Hammer) werden als „Trembleurspulen" bezeichnet.

Ihre innere Einrichtung, abgesehen von dem Selbstunterbrecher, ist dieselbe wie bei der Abreißspule. Sie besitzt einen Kern aus weichem Eisendraht, eine Primärwicklung mit Kondensator und die Sekundärwicklung. Der Kondensator hat den Zweck, den Induktionsstrom aufzunehmen, der in den parallelen Windungen der Primärwicklung entsteht, und dieser Strom, den man mit Extrastrom bezeichnet, übt auf die induzierende Wirkung der Primärwicklung sowie auf die Sekundärwicklung einen schwächenden Einfluß aus. Man fängt daher den Extrastrom im Kondensator ab, um ihn unschädlich zu machen. Der Kondensator besteht aus einer Anzahl von Papierblättern, die paraffiniert sind, zwischen denen sich Staniolstreifen befinden, die umschichtig so gelegt sind, daß immer die gerade Streifenzahl auf der einen Seite und die ungerade auf der anderen Seite zusammentrifft. Es entstehen so zwei Belegungen, wie sie auch bei der Leydener Flasche vorhanden sind. Die eine Belegung steht mit der Hammerfeder der Spule in leitender Verbindung, während die andere mit der Kontaktschraube, die sich der Feder gegenüber befindet, verbunden ist. Eine schematische Darstellung sehen wir in der Figur 412.

Wir sehen die Spule im Schnitt und bemerken, wie der vom Akkumulator kommende Strom die starke Drahtwicklung durchfließt und zum Hammer 1 gelangt. Gleichzeitig erkennen wir die Überleitung vom Hammer in die erste Belegung des Kondensators d. Der Hammer 1 steht durch einen Platinkontakt mit der Stellschraube 2 in Verbindung,

von der ebenfalls ein Abzweig in die andere Belegung des Kontaktes führt. Gleichzeitig geht der Strom zur Schleiffeder des Schleifkontaktes 3 und durch diesen in den Motorkörper, durch den Handunterbrecher 4, den man zum Ein- und Ausschalten des Stromes gebraucht, zurück in den Akkumulator.

Stellen wir durch Einschalten des Handkontaktes 4 die leitende Verbindung zwischen Akkumulator und Spule her, dann beginnt der Strom jedesmal in dem Moment zu fließen, wenn am Schleifkontakt die Feder mit dem Metallstück des Kontaktes in leitende Verbindung kommt, was also der Fall ist, wenn der Kolben am Ende des Kompressionshubes angelangt ist. In demselben Augenblick wird der in der Spule enthaltene Eisenkern zu einem kräftigen Magneten, der den Hammer 1



Figur 412. Schema einer Trembleurspule.

anzieht, wodurch der Kontakt zwischen 1 und 2 unterbrochen wird. Hierdurch entsteht sofort in der Sekundärwicklung der Spule der Zündfunken. Durch die Unterbrechung des Kontaktes zwischen 1 und 2 ist aber die Spule stromlos geworden und der Eisenkern hat sofort seinen Magnetismus verloren. Er läßt den Hammer 1 los, derselbe schnellt zurück, und der Kontakt zwischen 1 und 2 ist wieder hergestellt, worauf sich das Spiel von neuem solange wiederholt, wie das rotierende Metallstück des Schleifkontaktes mit der Schleiffeder in leitender Verbindung steht. Das Öffnen und Schließen des Stromes durch die Feder 1 geschieht in so schneller Reihenfolge, daß dadurch ein summendes Geräusch hervorgerufen wird und man ist in der Lage, ca. 1500 bis 5000 Unterbrechungen bezw. Zündfunken in der Minute zu erreichen.

Statt des einen überspringenden Funkens, wie wir ihn bei der

Abreißzündung erhalten, haben wir daher bei der Trembleurspule, namentlich beim Andrehen des Motors, eine ganze Funkenschar zur Verfügung. Die Folge davon ist, daß der Motor sehr leicht anspringt.

Die Verwendung der Trembleurspule bringt aber noch einen anderen Vorzug von größter Bedeutung mit sich, der darin besteht, daß es dem Laien sehr leicht möglich ist, die Funktion der Zündapparate zu kontrollieren, weil das summende Geräusch des Unterbrechers sofort darüber unterrichtet, daß die elektrische Leitung in Ordnung ist.

Nun ist für die Anwendung der Trembleurspule ein stetig fließender Strom erforderlich, wie er vom Akkumulator abgegeben wird. Mit einem Strom, wie er vom Magnetapparat geliefert wird, kann man daher eine Trembleurspule nicht betätigen. Man wendet bei größeren Motoren sehr oft die Akkumulatorenzündung mit Trembleurspule als Hilfszündung an, um ein leichtes Andrehen des Motors zu erreichen und schaltet, wenn der Motor im Betriebe ist, auf die Magnetzündung um, wie dieses bereits vorher erwähnt wurde.

Wenden wir unsere Aufmerksamkeit jetzt wieder dem Magnetapparate mit Hochspannung zu, dann haben wir zwei grundlegende Systeme zu unterscheiden. Das eine System ist das von Bosch, welches wir bereits erklärt haben, wo sich die Sekundärwicklung auf dem Anker befindet, und das andere ist das von Eisemann in Stuttgart, bei welchem die Anker des Magnetinduktors nur mit einer, der Primärwicklung, versehen ist. Bei dem Eisemann'schen System wird der vom Magnetinduktor kommende Strom in eine separat angeordnete große Spule gesandt, wodurch es möglich ist, mindestens ebenso starke Spannungen zu erreichen, als mit dem Akkumulatorenstrom, denn erstens kann der Anker des Magnetinduktors vollständig mit starkem Draht bewickelt werden, also eine große Strommenge liefern und zweitens kann man auf der separat angeordneten Spule sehr viel Draht unterbringen. Wenn auch infolge geeigneter Sicherheitsvorrichtungen ein Durchschlagen des Funkens durch die Sekundärwicklung des Ankers beim Bosch-Induktor nahezu ausgeschlossen ist, so muß man, wie die Erfahrung gezeigt hat, mit dieser Möglichkeit rechnen (man macht deshalb auch die Magnetapparate leicht auswechselbar) und obwohl die Eisemann-Zündung anscheinend komplizierter ist, als die Bosch-Zündung, hat sie sich doch durch ihre vielen Vorzüge sehr weit verbreitet und namentlich für schnelllaufende ein- und mehrzylindrige Motoren ist sie stets mit bestem Erfolge verwendet worden. Es wird von angesehenen Fachleuten behauptet, daß die Eisemann-Zündung eine größere Anzahl von Zündungen pro Sekunde mit Sicherheit erreichen läßt, wie jede andere Konstruktion und das ist wohl zu verstehen, wenn man in Erwägung zieht, daß der remanente Magnetismus, der im Anker auftritt, größer sein muß und daher einen gewissen Trägheitszustand in der Induktion hervorruft, als bei dem, aus vielen feinen isolierten Eisendrähten bestehendem Draht-

bündel des Kerns der Eisemann-Spule. Außerdem wird bei Doppelzündung die Spule auch gleichzeitig für den Akkumulatorstrom benutzt.

Jedenfalls läßt das schnellere Zustandekommen des Induktionsstromes in dem Eisemann-Apparat keine andere leicht verständliche Erklärung zu. Es ist hier nicht der Raum, um über die Vor- und Nachteile der einzelnen Zündungssysteme zu verhandeln, denn wenn dieselben gegeneinander abgewogen werden, so kommt man schließlich zu dem Schluß, daß die Vorteile des einen Systems und die Nachteile sich wieder gegen die des anderen Systems aufwiegen. Ihre Existenzberechtigung haben bis heute alle besseren Zündsysteme bewiesen und das muß uns an dieser Stelle genügen. Die Fabriken von Zündapparaten versenden auf Wunsch gern ihre instruktiv gehaltenen Prospekte, aus denen man das Erforderliche ohne weiteres entnehmen kann.

Es ist jedem Maschinenbauer, auch wenn er sich nicht mit der Elektrizität befaßt hat, bekannt, daß z. B. ein Akkumulator, wenn seine Pole, und sei es auch nur durch einen Draht von hohem Widerstand, unnötigerweise verbunden werden, fortwährend Strom abgibt, wodurch er geschwächt bezw. entleert wird.

Wir haben gesehen, daß die magnetischen Kraftlinien des Magnetinduktors im Grunde genommen dieselben Funktionen zu übernehmen haben, wie der Akkumulator, und wenn wir daher den Magneten kurzschließen, so dürfen wir uns nicht wundern, wenn der Strom, der im Anker erzeugt wird, schwächer ausfällt, als wir erwarten dürfen. Das ist leicht verständlich und doch findet man in vielen Fabriken, namentlich wenn es sich um Erstlingsfabrikate handelt, den Magnetinduktor auf eisernen Grundplatten oder eisernen Böcken montiert. Tatsache ist, daß auch in solchen Fällen der Strom meistens noch stark genug ist, um zündfähig zu sein, *aber er wird durch das Aufstellen des Apparates auf eiserne Untersätze unnötigerweise geschwächt und darum soll man den Apparat nicht auf Eisen montieren.*

Die Resonanz und Resonanzwirkung im Automobilbetriebe.

Rhythmische Schwingungen rufen in einem auf gleiche Schwingungen abgestimmten Körper gleiche Schwingungen hervor, und diese werden durch die Resonanz bedeutend verstärkt, ja sie können sogar so stark werden, daß gefährliche Momente entstehen, wie es durch Einstürzen von Brücken und Häusern bewiesen wurde. Jeder Körper, er mag heißen wie er will, besitzt eine Eigenschwingung, welche seinen Dimensionen entspricht. Denken wir uns z. B. eine Stimmgabel, welche auf einen bestimmten Ton abgestimmt ist, in einiger Entfernung von einer zweiten, gleichgestimmten aufgestellt, dann wird die eine von selbst zu tönen beginnen, wenn wir die andere anschlagen. Singen wir einen Ton in ein Klavier hinein, dann wird die Saite mitklingen, welche auf den betreffenden Ton abgestimmt ist. Ebenso sind die menschlichen Sinne weiter nichts als Resonatoren, in Tausenden von Abstufungen abgestimmt, und ihre Empfänger sind die Nerven, welche durch Geruch und Töne etc. erregt werden. Wie wir imstande sind, die einzelnen Töne zu unterscheiden, sind wir auch imstande, einzelne Gerüche zu definieren, wir können z. B. im Dunkel durch den Geruch verschiedene Blumen unterscheiden etc.

Wir haben uns später mit eigentümlichen Resonanzerscheinungen zu befassen, und es ist daher notwendig, recht eingehend die bekannten Erscheinungen zu registrieren, damit uns die weniger bekannten geläufig werden.

Findet irgendwo eine Explosion statt und die Fensterscheiben zerspringen in der Umgegend, dann liest man in der Zeitung, daß dieselben durch den Luftdruck zersprungen sind, während es tatsächlich die Resonanz war, welche den Schaden verursachte. Solche durch die Akustik hervorgerufene Erscheinungen macht man sich bereits zunutze, zur Entzündung von verankerten Seeminen. Mit einer solchen ist ein am Ende verschlossenes Rohr verbunden. Vorn an der Mündung des Rohres befindet sich eine leichte, zwischen Spitzen drehbare Klappe. Der Eigenton des Rohres ist bekannt und wird durch Versuche eingestellt. Bringt man nun einen Ton hervor, welcher dem Eigenton des Rohres, des Resonators, entspricht, dann dreht sich die Klappe, während sie sonst in ihrer Lage verharrt. Die Drehung der Klappe wird benutzt, um einen elektrischen Kontakt zu schließen, wodurch die Mine zur Explosion gebracht wird. Während solche Wirkungen der Resonanz

sichtbar wahrgenommen werden, gibt es auch solche, welche durch unsichtbare oder unhörbare Wellen hervorgerufen werden. Am 27. August 1880 hielt Professor Graham Bell, der Erfinder des Telephons heutiger Bauart, vor der 29. Jahresversammlung der Amerikanischen Gesellschaft zur Förderung der Wissenschaften in Boston einen Vortrag über Radiophonie. Bell hat die Versuche gemeinsam mit Sumner Tainter gemacht und gefunden, daß alle Stoffe, mit Ausnahme von Glas und Kohle, durch die darauf fallenden intermittierenden Lichtstrahlen zum Tönen gebracht werden. Breguet, der berühmte französische Physiker, fand sogar, daß es genügt, die intermittierenden Lichtstrahlen auf den äußeren Gehörgang fallen zu lassen, um die Töne zu hören. Die wunderbaren Fernwirkungen der elektrischen Wellen bei der Funkentelegraphie sind genugsam bekannt und nur eine Folge der Resonanz bezw. eine äußerst geschickte Anwendung derselben.

Eigenartig ist das Verhalten der Sprengstoffe, wie z. B. des Dynamit, bei der Verbrennung und bei der Explosion. Läßt man es in der Flamme verbrennen, dann verbrennt es wie Zelluloid, während es seine verheerenden Wirkungen äußert, wenn es durch eine Sprengkapsel entzündet wird. Diese Erscheinung ist ebenfalls nur auf die Resonanz zurückzuführen. An diese Tatsache anknüpfend, wollen wir uns zunächst mit der Resonanzwirkung bei der Entzündung der im Zylinder komprimierten Gase beschäftigen.

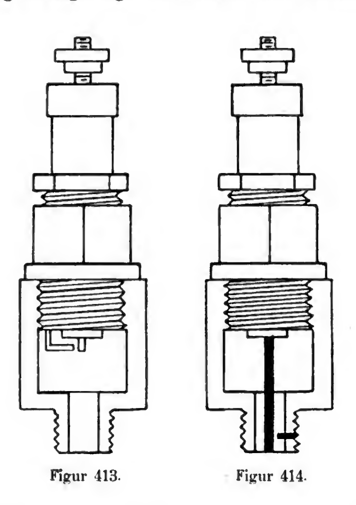
In den meisten Fällen wird die Leistung eines Motors von dem Zylinderinhalt abgeleitet, ferner benutzt man die bekannte Klubformel, und die Rechnung ist fertig. Prüft man dagegen den Motor unter der Bremse, dann wird das Resultat gewöhnlich ein ganz anderes. Kolbenfläche und Hub sind ganz sichere Größen, welche genügen, Käufer und Verkäufer über die Leistungsfähigkeit eines Motors zu informieren. Hat der Motor X. 20 PS, dann muß der Motor Y., der nach denselben Dimensionen gebaut ist, ebenfalls 20 PS haben, so denkt man, und dennoch, so widersprechend es auch klingt, befindet man sich in einem großen Irrtum. Die Gründe, weshalb der eine Motor mehr leistet wie der andere, sind verschiedener Art. Lassen wir aber die mechanische Ausführung vollkommen beiseite, so müssen wir uns mit den physikalischen Vorgängen im Motor beschäftigen, und hier kommen wir auf die Resonanz.

Gelegentlich der Untersuchung von Zündkerzen verschiedener Bauart und ihr Verhalten zur Leistungsfähigkeit des Motors wurden einige äußerst interessante Beobachtungen gemacht, welche weiteste Beachtung verdienen.

Bei einem Motor, es handelt sich nur um Neukonstruktionen, war die Zündstelle an der Kerze am Ende einer engen Sackgasse angebracht. Es war ein alter Panhard, der früher mit Glühzündung lief. An Stelle des Glührohres war eine Zwischenbuchse eingesetzt, welche natur-

gemäß an einem Ende das dünne Glührohrgewinde und am anderen das weite Kerzengewinde besaß. Siehe Figur 413.

Der Motor lief mit der neuen elektrischen Zündung sofort, aber er hatte nicht die Kraft, welche man eigentlich erwartete, namentlich auf Steigungen machte sich der Abfall bemerkbar. Ferner zeigte sich, daß der Motor viel mehr Gas verlangte, als früher, infolgedessen reichte die Vorwärmung des Vergasers nicht mehr aus, und der Vergaser überzog sich nach kurzer Zeit vollkommen mit Reif. Diese Erscheinung ist ja hinlänglich bekannt, und man könnte einwenden, daß bei der alten Glührohrzündung die angesaugte Luft wärmer war, was auch zugegeben



Figur 413. Figur 414.

werden soll. Dagegen spricht aber die Tatsache, daß man, nachdem die Vorwärmung gesteigert wurde, die Düse erweitern mußte, weil der Motor oder sagen wir die Zündung mehr Benzin verlangte. Auf Vorzündung wollte der Motor überhaupt wenig oder gar nicht reagieren. Der Grund des schlechten Funktionierens der Zündung war die zu weit vom Zylinder entfernte Zündkerze.

Die Kompression betrug 3 Atm., und die Gase hatten daher Gelegenheit genug, bis zur Zündstelle vorzudringen, trotzdem noch in der vorgeschraubten Buchse Reste verbrannter Gase vorhanden sein mußten. Sobald aber die Tourenzahl eine bestimmte Größe überschritt, machten sich Aussetzer in der Zündung bemerkbar, was auf die Ver-

minderung der Kompression infolge mangelhafter Zylinderfüllung zurückzuführen ist.

Jede Verbrennung, und wenn sie noch so schnell vor sich geht, erfordert eine gewisse Zeit. Zunächst dehnt sich die Verbrennung auf das Gas aus, welches sich in der Zündkammer befindet, dadurch steigt die Kompression in derselben, es entsteht eine Kompressionswelle, die sich mit rasender Geschwindigkeit fortpflanzt, und es schlägt eine Stichflamme aus der Buchse in den Kompressionsraum des Zylinders oder im vorliegenden Falle bei dem alten Panhard in die Kammer des automatischen Saugventiles. Es findet also eine Auslösung der Explosionswellen durch gleiche Wellen statt, und wir haben hier die Resonanzerscheinung. Die einzelnen Explosionsschläge werden stärker als bei der Glührohrzündung, und wer die ersten Anfänge des Automobilismus mitgemacht hat, wird sich erinnern, daß Panhard-Levassor nur sehr zaghaft an die elektrische Zündung herangegangen sind, ja mit einer Festigkeit an der Glührohrzündung hielten, die einer besseren Sache würdig war und die jedenfalls dazu beigetragen hat, daß die Pionierfirma von jüngeren übertrumpft wurde. Es hätte eine vollständige Umkonstruktion des Motors stattfinden müssen, wie sie heute auch längst durchgeführt ist.

Gehen wir weiter und betrachten wir den Stand der Gase, wenn die elektrische Zündung auf Vorzündung gestellt ist, so finden wir den Grund, weshalb der Motor nicht auf Vorzündung reagieren will. Ebenso wie das Gas im Kompressionsraume verdichtet wird, wird es auch in der vorgeschraubten Buchse der Kerze verdichtet, und es kann nicht so gut die Zündstelle der Kerze umlagern, als dann, wenn die Zündung auf dem Totpunkt erfolgt. Vorzündung auf $^2/_3$ Hub ist durchaus nicht selten, sondern sehr oft bei langen Kanälen direkt erforderlich. Wir können daher annehmen, daß in solchem Falle die Kompression bei der Zündung nur 2 Atm. beträgt, statt 3, der Stand der Gase in der Buchse ist dann natürlich weit vor der Zündstelle.

Als diese Versuche gemacht wurden, hat man sich weiter keine Zeit gelassen, über die Ursachen der eigentümlichen Erscheinung nachzudenken, und sozusagen instinktmäßig wurde der richtige Weg gefunden, nachdem das Anbringen der Kerze über dem Verschlußdeckel des Auspuffventils wegen der darunter befindlichen schlechten Gase keine Besserung zeitigte. Es wurde in die Kerze ein längerer Stift gesetzt und die Buchse ebenfalls mit einem kleinen Stift versehen, wodurch das Ganze die Anordnung der Figur 414 erhielt.

Dadurch wurde die Zündstelle direkt in das Gasgemisch verlegt, und das Resultat war geradezu überraschend günstig. Daß dasselbe aber mit Resonanzwirkung in Verbindung zu bringen war, darüber wurde nicht nachgedacht. Kurz und gut, der Motor zeigte eine bedeutend

größere Leistungsfähigkeit und war gegen seine frühere Leistung, als er noch mit Glühzündung versehen war, nicht wieder zu erkennen.

Inzwischen kamen verschiedene Konstrukteure darauf, die Zündkerzen zu verbessern, indem sie das Porzellan möglichst weit zurückzogen und die Oberfläche desselben, soweit sie die Polenden umgibt, vergrößerten. Dadurch entstanden innerhalb der Kerze große Hohlräume, welche eigentlich nur den Zweck haben sollten, Öl und Ruß von dem Isoliermaterial fernzuhalten, was auch erreicht wird. Dabei erfolgt gleichzeitig das Auslösen der Explosionswellen durch gleiche Wellen, also durch die Resonanz, wie es bei der Entzündung von Sprengstoffen durch die Sprengkapsel stattfindet.

Um nun die Resonanzwirkungen nachweisen zu können, wurden viele Kontrollversuche gemacht, und es zeigte sich immer wieder, daß eine Zündkerze, die vorn mit einem Hohlraum versehen ist, bedeutend stärkere Zündungen auslöste als eine gewöhnliche. Hauptbedingung ist, daß die Stelle, wo die Funken überspringen, vorn am Eingang des Hohlraumes der Kerze liegt.

Läßt man die Zündung mit etwas Vorzeit eintreten, so befindet sich das Gas im Zylinder noch im Zustande der fortschreitenden Kompression, es findet also innerhalb desselben eine Bewegung statt, ebenso wie eine Bewegung des Gases durch die Zündöffnung der Kerze stattfindet. An der Kerze haben wir daher zwei verschiedene Bewegungen, die eine wird durch die Kompression hervorgerufen und treibt das Gas mit großer Geschwindigkeit durch die enge Öffnung der Kerze, und die andere wird durch das bereits im Anfangsstadium der Verbrennung befindliche Gas, welches sich in dem Hohlraum der Kerze befindet, erzeugt. Beide Bewegungen arbeiten einander entgegen. Die Überhand bei dieser Bewegung muß natürlich die schnellere Bewegung bekommen. Nun schaltet man bekanntlich die Vorzündung ein, wenn der Motor mit höherer Tourenzahl laufen soll, und dieses Einschalten hat nur allmählich stattzufinden. Die Entzündung der Gasmassen oberhalb des Kolbens wird also in dem Augenblick stattfinden, wo die Bewegung bei der Kompression kleiner geworden ist, als die der bereits in der Kerze brennenden Gase. Das Resultat ist dann eine kleine Stichflamme, welche aus der Kerze hervorschießt.

Die bedeutend stärkere Wirkung der Magnet-Abreißzündung gegenüber der Kerzenzündung und speziell derjenigen durch Akkumulatoren und Spulen ist den meisten Konstrukteuren, welche auch praktisch tätig sind, und den meisten Automobilisten bekannt. Es braucht dabei nur daran erinnert zu werden, wie ein Wagen, welcher beide Zündungsarten besitzt, mit Bravour loszieht, wenn die Magnetzündung eingeschaltet ist. (Manche Wagen lassen sich in der Stadt überhaupt nicht mit der Magnetzündung fahren.) Dieselbe Wirkung erhält man, wenn man eine Kerze mit Hohlraum verwendet.

Es würde hier zu weit führen, noch die näheren Umstände, welche eine Begünstigung der Explosionswirkung herbeiführen, des näheren zu erwähnen, weil sie rein konstruktiver Art sind; interessant ist es jedenfalls, auf eine Eigentümlichkeit des Daimler-Maybachschen Motors hinzuweisen. Studiert man die verschiedenen Motoren, die es gibt, etwas genauer, dann wird man stets eine große Verschiedenheit finden, wenn man das Wo und Wie der Zündstelle in Erwägung zieht.

Wie sehr es bei der Zündung auf den Ort, wo sich die Zündstelle befindet, ankommt, beweist das oben geschilderte Verhalten der Zündkerze, wenn dieselbe auf dem Deckel des Auspuffventils angebracht ist.

Die Regulierung der Tourenzahlen bei Explosionsmotoren.

Die heute fast allgemein übliche Regulierung der Tourenzahlen bei Automobilmotoren durch Drosselung des Gasgemisches hat mancherlei Übelstände im Gefolge.

Es sei darauf hingewiesen, daß Undichtigkeiten des Auspuffventils, hervorgerufen durch das Verbrennen desselben, fast durchweg an der Tagesordnung sind. Dieses Verbrennen wird ungemein begünstigt durch die fortwährend erfolgenden Explosionen, wodurch das Ventil in einer Minute bis zu tausendmal in den Bereich einer scharfen Stichflamme während der Auspuffperiode gebracht wird. Diesem Übelstande sucht man zu begegnen, indem man einerseits das Gasgemisch so einzurichten bestrebt ist, daß dasselbe äußerst schnell verbrennt, und andererseits, indem man die Ventile aus einem möglichst feuerbeständigen Material macht. In Amerika ist man deshalb schon teilweise zu Ventilen mit Köpfen aus feuerbeständigem Gußeisen übergegangen.

Ein weiterer Übelstand macht sich bemerkbar in der Anlage der Kühlvorrichtungen, die heute schon so klein gewählt werden, daß das Wasser bei einigermaßen angestrengter Tätigkeit des Motors, z. B. auf Steigungen, trotz Ventilator ins Sieden kommt. Da fast alle Motoren den gleichen Fehler aufweisen, hat man sich mit der Zeit an diese Übelstände gewöhnt, weshalb dieselben nichts Auffallendes mehr bieten.

Dem Konstrukteur drängt sich daher sehr oft die Frage auf, ob es nicht besser sei, zu einer anderen Reguliervorrichtung überzugehen, und von diesem Standpunkt aus möge nachstehende Abhandlung betrachtet werden.

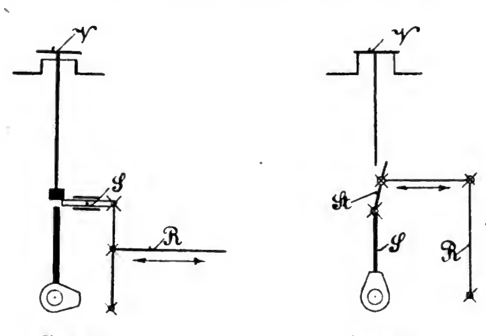
Man unterscheidet heute vier verschiedene Regulierungsmethoden, und zwar:

1. die Aussetzer-Regulierung,
2. die Zündungs-Regulierung,
3. die Gemisch-Regulierung und
4. die Drossel-Regulierung.

Die Aussetzer-Regulierung stellt das älteste Verfahren dar und beruht darauf, daß das Auspuffventil, d. h. die periodische Öffnung und Schließung desselben, durch die Tourenzahl des Motors beeinflußt wird. Hierfür hat man zwei Methoden.

Bei der ersten wird das Auspuffventil, sobald der Motor seine festgesetzte Tourenzahl überschritten hat, für eine oder mehrere Umdrehungen der Welle im geöffneten Zustande erhalten, eine Anordnung, wie sie bei stationären Motoren noch heute angewandt wird (siehe Fig. 415). V ist das Ventil, welches durch den Nocken angehoben und durch eine Sperrung S, die durch das Regulatorgestänge R bewegt wird, so lange im geöffneten Zustande bleibt, bis die Tourenzahl zurückgegangen ist. In diesem Augenblicke wird die Ventilspindel wieder freigegeben, das Ventil schließt sich, und neues Gasgemisch kann wieder angesaugt werden.

Für Automobilmotoren wandte man diese Regulierung seltener an, weil der Kolben das verbrannte Gemisch zurücksaugt und das Innere



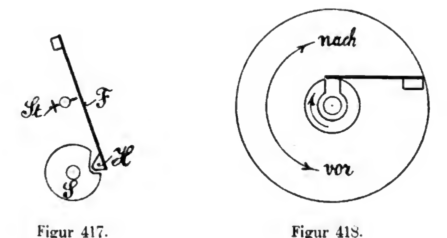
Figur 415. Figur 416.

des Zylinders beschmutzt. Sie hat aber den unbestreitbaren Vorteil, daß das Ventil durch die hin und herstreichenden Gasmassen zeitweilig gekühlt wird, und weil ferner durch das periodische Offenhalten ein sehr ökonomischer Betrieb erreicht wird.

Bereits mit der Erfindung des stehenden Automobilmotors kam Daimler mit einer Regulierung auf den Markt, welche im Schema durch die Figur 416 dargestellt ist. Diese Regulierung, welche noch bei den älteren Panhards anzutreffen ist, beruht darauf, daß das Ventil bei Überschreitung der Tourenzahl geschlossen gehalten wird. Zu diesem Zwecke ist der Ventilstössel S mit einem abgelenkten Stössel St verbunden, der durch das Regulatorgestänge R abgelenkt wird, derart, daß dieser während der folgenden Auspuffperiode ins Freie stößt, wodurch das Ventil V geschlossen bleibt. Der Kolben saugt also neues Gas nicht mehr an, weil das verbrannte Gas den Zylinder füllt und

durch den Kolben komprimiert wird. Die dazu nötige Arbeit wird teilweise, abgerechnet die Verluste durch Undichtigkeiten und Abkühlung, bei dem nächsten Takt resp. der nächsten Tour wieder gewonnen. Durch dieses Verfahren wird den verbrannten Gasen und den Unreinlichkeiten der Weg in den Zylinder versperrt, doch macht sich ein weniger ökonomisches Arbeiten des Motors bemerkbar. Dieses hat seinen Grund darin, daß das Gasvolumen infolge der Abkühlung sehr schnell geringer wird und daß das ungesteuerte Saugventil neues Gas eintreten läßt, welches das Manko ausfüllt.

Hierzu sei bemerkt, daß man heute noch bei genauer Beobachtung der Auspuffventilfedern an modernen Motoren mit gesteuerten Ventilen das sogenannte Schlürfen bemerken kann, wenn der Motor eine Geschwindigkeit überschreitet, die dem Querschnitt der Aussaugekanäle nicht angemessen ist. Hier kann man sich indessen helfen, indem man die Federn der Ventile gegen kräftigere austauscht.

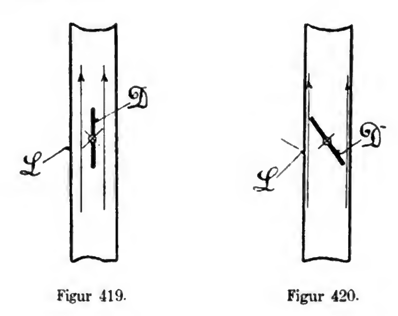


Figur 417. Figur 418.

Es gehört selbstverständlich ein geübtes Auge und ein feines Gehör dazu, um solche Mängel ausfindig zu machen. Diese beiden Sinne sind aber bei den Leuten, welche mit der Kontrolle betraut werden, durch die lange Übung äußerst geschärft.

Eine andere Regulierung durch die elektrische Zündung wurde von Dion-Bouton nach dem Patent 87352 mittels des bekannten Dion-Bouton-Unterbrechers (Fig. 417) angestrebt. Eine mit einer Aussparung versehene Stahlscheibe S, auf deren Rad ein kleiner, an einer Feder F befestigter Hammer H schleift, schnellt bei normaler Tourenzahl in die Aussparung der Scheibe S, wodurch der elektrische Kontakt zwischen F und einer Stellschraube St geschlossen wird. Beim Anlassen soll der Hammer bezw. die Feder vibrieren und einige Unterbrechungen erzeugen, durch welche die Stromstöße in der Spule hervorgerufen werden. Die Schraube St soll nun so eingestellt werden, daß bei Überschreitung der Tourenzahl die Rotationsgeschwindigkeit der Scheibe S schneller wird, als wie die Vibration der Feder F. Der Hammer H

kann also den Grund der Scheibe S nicht berühren, wodurch das Schließen und Öffnen des Stromkreises verhindert wird und daher Aussetzer in der Zündung entstehen müssen. Durch zu scharfes Anspannen der Schraube St wurde aber meistens die Regulierung illusorisch gemacht. Die ebenfalls von Dion-Bouton eingeführte Vor- und Nachzündung durch Verstellung des Kontaktes, ohne welche heute ein Motor überhaupt nicht mehr denkbar ist, wurde bereits im Jahre 1889 von C. Daevel in Kiel, D. R.-P. 49235, freilich unter Benutzung eines Magnetinduktors, erfunden. Mit den kleinen Schnellläufern von Dion-Bouton kam man aber von einer besonderen automatischen Regulierung der Tourenzahl ab, indem man diese Regulierung von Hand aus besorgte, was man bekanntlich durch Verstellung des Zündmomentes nach Fig. 418 (Schleifkontakt) erreichen kann.



Figur 419. Figur 420.

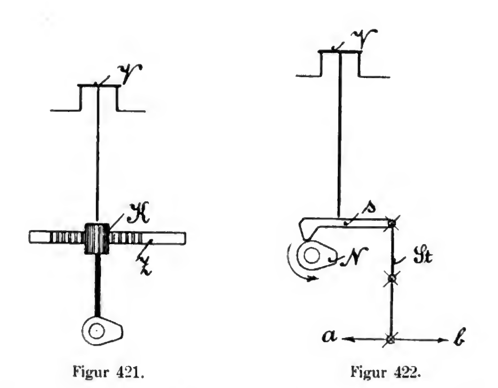
Anfangs 1900 kam eine neue Ära für den Automobilmotor, hervorgerufen durch übermäßige Reklame, mit welcher man für die Verwendung des denaturierten Spiritus anstatt des Benzins eintrat. Ganz abgesehen von den vielen Mißerfolgen und ungeheuren Kosten, welche hierdurch verursacht wurden, lernte man bald, daß für den Spiritusbetrieb die Aussetzerregulierung nicht brauchbar sei; das Nächstliegende war daher die Anwendung der Gemischdrossel. Bevor wir uns mit der Drosselregulierung beschäftigen, möge der Unterschied zwischen Gemischregulierung und Drosselregulierung erklärt werden.

Unter Gemischregulierung versteht man gewöhnlich eine Veränderung der Zusammensetzung des Gasgemisches, die man von Hand vornehmen kann, indem man das Gemisch in seiner Qualität verändert. Gasreiches und gasarmes Gemisch läßt den Motor unrationell und daher langsamer arbeiten. Die Zusammensetzung des Gemisches ist bekanntlich von verschiedenen Umständen, namentlich aber von der Beschaffenheit des Benzins und der zugeführten Luft abhängig, voraus-

gesetzt natürlich die richtige Einstellung des Vergasers. Außer dieser Handregulierung werden wir später noch eine Gemischregulierung durch den Motor bezw. den Regulator kennen lernen. Eine Gemischregulierung muß daher unter Beobachtung obiger, sehr veränderlicher Zustände an jedem Motor vorhanden sein.

Bei der Drosselregulierung wird das einmal eingestellte Gasgemisch auf seinem Wege in den Zylinder mehr oder weniger gehemmt. Hierdurch wird also nicht die Qualität, sondern die Quantität des Gases bestimmt und dem Bedarf entsprechend geregelt. Die Explosionen folgen daher einander Schlag auf Schlag, ohne Unterbrechung.

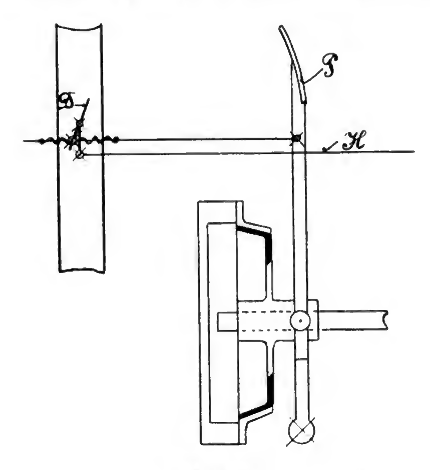
Zur Erklärung mögen die Fig. 419 und 420 dienen. L ist das vom Vergaser kommende Gaszuführungsrohr. In dieses ist eine Drossel-



Figur 421. Figur 422.

klappe D gesetzt, welche durch das Regulatorgestänge gedreht wird. Beim Anlassen und bei normaler Tourenzahl ist diese Klappe ganz geöffnet (Fig. 419), überschreitet dagegen der Motor die Tourenzahl, dann wird die Klappe durch den Regulator weiter gedreht (Fig. 420), bis sie nahezu geschlossen ist. Hierdurch erfolgt eine Verengung des Rohrquerschnitts und Herabminderung der Tourenzahl. Eine andere Art der Drosselregulierung ist in Fig. 421 dargestellt. Hier ist der Ventilstössel für das Saugventil V an seinem Ende mit einem Kopf K versehen, der als Gewindemutter ausgebildet ist. Eine außen am Kopfumfang eingefräste Verzahnung bildet diesen Kopf als kleines Zahnrad aus, welches durch eine vom Regulator betätigte Zahnstange Z gedreht werden kann. Je nach der Tourenzahl des Motors wird also der Ventilstössel verlängert oder verkürzt, wodurch die Öffnung des

Saugventils mehr oder weniger beeinflußt wird. Diese Regulierung wurde früher von Daimler-Mercedes und von Horch angewandt, jedoch wieder fallen gelassen. Bei dieser Gelegenheit möge gleichzeitig auf die Regulierung durch das Auspuffventil hingewiesen werden, die bei den kleinen Fafnir-Motoren angewandt wird. In der Fig. 422 ist V das Auspuffventil, welches durch den Nocken N angehoben wird. Auf N schleift ein kleiner Schlepphebel s, der mit einem Stellhebel St gelenkig verbunden ist. Schiebt man diesen Stellhebel in der Richtung nach a, dann erfolgt die Eröffnung des Ventils früher und in entgegengesetzter Richtung später. In der Praxis wird der Stellhebel



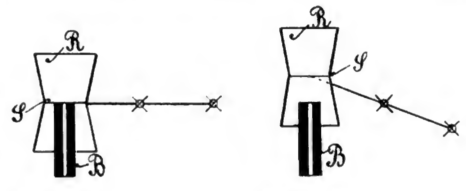
Figur 423.

durch einen Exzenter ersetzt. Die Konstruktion dieser Regulierungsvorrichtung geht von der Voraussetzung aus, daß bei normalem Gange des Motors die Eröffnung des Auspuffventils bereits 10—15 mm vor dem unteren Totpunkte des Kolbens erfolgen muß. Eine weitere Verschiebung des Öffnungsmomentes nach dem Totpunkte zu oder gar über diesen im negativem Sinne hinaus, hatte eine Drosselung der Auspuffgase zur Folge, wodurch natürlich eine Verlangsamung der Touren, aber auch ein geräuschloserer Gang erreicht wird. Diese Auspuffregulierung wird meistens für Motorzweiräder angewandt, und in der Stadt, sowie beim Überholen von Pferdefuhrwerk benutzt.

Greifen wir nach dieser kleinen Abschweifung wieder zurück auf

die Drosselregulierung, dann bemerken wir in der Fig. 423 eine Drosselregulierung, welche ohne Zentrifugalregulator konstruiert ist. Hier ist die Drosselklappe D durch eine Stange S mit dem Kuppelungspedal verbunden. Diese Verbindung steht unter dem Einfluß einer Feder, so daß man außerdem noch von Hand durch Zug an H eine Drosselung des Gemisches vornehmen kann.

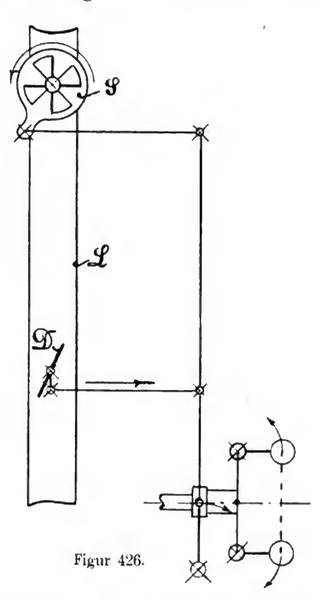
Tritt man gegen das Pedal P, dann schließt sich die Drosselklappe und der Motor verlangsamt daher sofort beim Ausrücken der Kuppelung seine Touren. Man geht in einzelnen Fällen bereits zu dieser Methode über, weil sie mindestens ebenso sicher arbeitet wie ein schlecht funktionierender Zentrifugalregulator. Jedenfalls kann sich hier nichts festsetzen, wie es schon bei Zentrifugalregulatoren vorgekommen ist, deren leichter Gang vor Antritt jeder Fahrt kontrolliert werden sollte, wenn man ein Durchgehen des Motors, das eine vollständige Zertrümmerung desselben herbeiführen kann, vermeiden will.



Figur 424. Figur 425.

Zahlreiche Versuche, die in den letzten Jahren mit Vergasern aller möglichen Konstruktionen gemacht wurden, haben gezeigt, daß außer der Drosselregulierung noch eine Gemischregulierung vorhanden sein muß, welche automatisch die Zusammensetzung des Gemisches bei höherer Tourenzahl des Motors garantiert. Zu diesem Zwecke sind die verschiedenen Vergaser (Krebs-Panhard etc.) konstruiert worden, bei welchen sich der Zusatz der Nebenluft der erhöhten Strömungsgeschwindigkeit im Gasrohr entsprechend regelt. Während diese Regulierung meistens am Vergaser selbst in Gestalt einer Klappe oder eines Ventils, welches sich bei Unterdruck selbsttätig mehr oder weniger öffnet, angebracht ist, bringt die Verwendung solcher, immerhin verhältnismäßig schwerer Ventile etc. Übelstände mit sich, die nicht so leicht beseitigt werden können. Man schlägt daher ein anderes Verfahren ein, indem man bei zunehmender Tourenzahl die Strömungsgeschwindigkeit der Luft in der Nähe der Benzindüse nach Möglichkeit auf gleicher Höhe zu erhalten sucht. Einrichtungen dieser Art kennen wir bereits am Vergaser von Windhoff in Rheine und vom Decauville-Wagen (Ehrhardt, St. Blasii). Das Prinzip zeigen die Figuren 424 und 425.

Bei einem gut konstruierten Automobilmotor soll die Gasgeschwindigkeit ca. 50 m in der Sekunde betragen. Unter dieser Voraussetzung sind fast alle Motoren konstruiert. Nun ist es einleuchtend, daß bei schnelleren Touren auch die Strömungsgeschwindigkeiten der Gase bezw. der Luft wachsen. Sorgt man nun nicht dafür, daß die Strömungsgeschwindigkeit in der Nähe der Benzindüse bei allen Tourenzahlen die gleiche bleibt, dann erhält man bei höheren Touren ein reicheres Gas, als wie bei niedrigeren.



Figur 426.

Um eine gute Zerstäubung des Benzins zu erreichen, ist man gezwungen, die Benzindüse B des Vergasers mit einem eingeschnürten Rohre R zu umgeben. Diese Einschnürung bei S läßt die Strömungsgeschwindigkeit der angesaugten Luft plötzlich an dieser Stelle anwachsen und durch die dadurch entstehende Ejektorwirkung wird das Benzin aus der Düse B emporgerissen und mit dem Luftstrome gemischt. Wir wissen alle, daß das gute Funktionieren des Motors in erster Linie abhängig ist von der richtigen Gemischtstellung und verstehen daher, wie wichtig die Anpassung des Rohrquerschnittes im Verhältnis

zu der Tourenzahl ist. Betrachten wir uns die Figur 424, dann bemerken wir, daß sich zwischen der Düse B und dem eingeschnürten Rohre R ein verhältnismäßig schmaler Ringraum bildet, durch welchen die angesaugte Luft zu streichen hat. Diese Stellung würde etwa der geringsten Tourenzahl des Motors entsprechen; die Zusammenstellung des Gasgemisches ist normal. Ändert sich dagegen die Tourenzahl, dann verschiebt der Regulator das eingeschnürte Rohr nach oben, der Ringraum zwischen R und B vergrößert sich derart, daß die Strömungsgeschwindigkeit an der Düse doch dieselbe bleibt, als wie vorher. Fig. 425.

Die Figuren sollen nur das Prinzip der Sache erklären, denn in der Praxis wendet man bekanntlich Kegel an, die sich verschieben und dasselbe bezwecken. Bei Windhoff wird der Kegel in die Höhe geschraubt, während derselbe bei Decauville durch Gegengewicht ausbalanciert ist und durch das Gestänge gehoben wird.

Eine andere Methode wird in der Figur 426 dargestellt; man sieht aus derselben, daß es nicht immer verzwickter Anordnungen bedarf, um gute Wirkungen zu erreichen.

L ist das Gasrohr, welches die Drosselklappe D enthält. Am oberen Ende des Gasrohres befindet sich ein Luftschieber S, welcher ebenfalls durch das Regulatorgestänge betätigt wird.

Bei geringster Tourenzahl ist der Luftschieber, welcher aus einer durchlochten Scheibe besteht, vollständig geschlossen. Sobald die Tourenzahl erhöht wird, öffnet sich der Luftschieber immer mehr, und die Zusatzluft tritt mit kräftigem, senkrecht zu der Gasströmung einsetzendem Wirbel in das Gasrohr, sobald die Feder des Accelerators gespannt wird.

Zwischen Drosselklappe und Luftschieber liegt eine beträchtliche Entfernung, die ein Abfallen des Gasstromes verhindert. Die ganze Anordnung läßt eine besonders gute Beobachtungsgabe erkennen, denn es ist ein alter Fachkniff, die Luftzuführung möglichst in die Nähe des Eintrittes der Gasleitung in den Zylinder zu legen. Es sei hierzu bemerkt, daß sich diese Regulierung mit Vorteil nur bei vierzylindrigen Motoren anwenden läßt, weil infolge der Gleichmäßigkeit der Strömung das Gasgemisch im ununterbrochenen Strome fließt, während bei ein- und zweizylindrigen Motoren die Gasströmung eine ruckweise ist, was durch den Arbeitsvorgang des Viertaktes hervorgerufen wird.

Stellt nun diese Regulierung zurzeit das Vollkommenste dar, so drängt sich eine Frage vor, die unter Berücksichtigung obiger Ausführungsformen von Motorgeschwindigkeitsregulatoren zu beantworten ist. Diese Frage lautet: „Ist die zurzeit übliche Regulierungsmethode durch Drosselung das Jdeal einer Motorregulierung?“ Läßt man die technische Seite dieser Frage ganz aus dem Spiele, dann wird man aus rein praktischen Gründen zu der Antwort kommen:

Nein, das ist sie nicht.

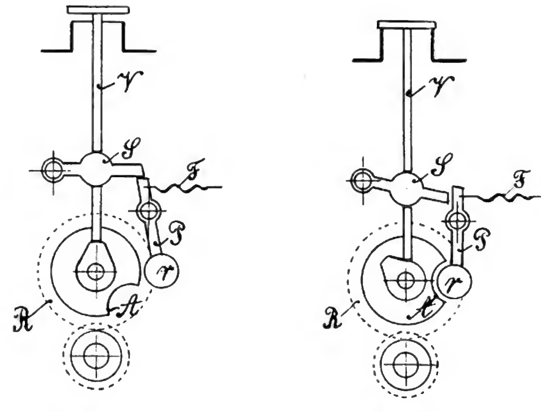
Wie jeder Stillstand einen Rückschritt bedeutet, so ist es auch bei der Regulierung der Automobilmotoren der Fall. Es gibt noch sehr vieles zu verbessern. Vor allen Dingen sei wieder auf das leichte Verbrennen der Auspuffventile hingewiesen, die Überhitzung muß vermieden werden, wenn man einen regulären Gang des Motors erreichen will, das heißt, wenn man die Unterhaltungskosten, die doch durch die stets notwendigen Reparaturen stark beeinflußt werden, in Rechnung zieht.

Man liest so häufig in den Anweisungen für den Gebrauch und die Instandhaltung des Motors, daß man von Zeit zu Zeit die Ventile auf die Dichtigkeit prüfen soll und die Ventile nach Bedarf mit Schmirgelpulver nachzuschleifen hat. Dieser Rat ist ungefähr dasselbe, als wollte man gegen Zahnschmerzen einen Fingerhut voll Blausäure verschreiben.

Schmirgel ist ein Hilfsmittel für den zuverlässig arbeitenden Fachmann, der einen Wagen bezw. einen Motor nicht als tote Sache, sondern als ein Objekt betrachtet, denn mit einigen Schmirgelkörnern kann man den besten Motor langsam aber sicher hinmorden. Muß nachgeschliffen werden, dann soll man höchstens gestoßenen Bimsstein oder gestoßenes Glas mit Wasser zu einem Brei angerührt verwenden, wobei alle Kanäle vorsichtig zu verstopfen sind. Hilft dieses nicht genug, dann müssen die Ventile nachgedreht oder durch neue ersetzt werden, ein Verfahren, welches mehr Ausgaben erfordert, aber unendliche Kosten und Ärgernisse erspart. Abgesehen aber hiervon, dürfte es sich doch wohl lohnen, einmal eine andere Regulierungsmethode zu konstruieren, als wie die Drossel, damit das Auspuffventil besser gekühlt wird und länger vorhält. Wer einen guten Wagen aus allerersten Firma besitzt, wird oft die Bemerkung gemacht haben, daß der Motor mitunter noch, obwohl die Zündung ausgeschaltet ist, eine Zeitlang ruhig weiter läuft. Die Ursache ist neben der hohen Kompression fast jedesmal das heiße Auspuffventil.

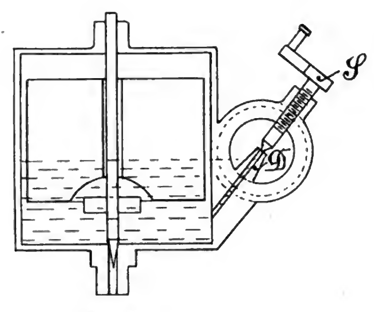
Es ist durchaus nicht als Rückschritt zu bezeichnen, wenn man wieder zu der Aussetzerregulierung zurückgreift, oder ein ähnliches System ausfindig macht. Durch geschickte Kombination bis jetzt bekannter Vorrichtungen könnte man es schon heute dazu bringen, daß der Kolben während der Aussetzerzeit kalte Luft von außen durch das Auspuffventil streichen läßt, indem man die verbrannten Gase in den Auspufftopf gehen läßt, zur Verhinderung des Rücksaugens aber ein Nebenventil anordnet.

Man könnte nun den Einwand erheben, daß eine solche Regulierung wieder den ganzen Mechanismus komplizierter machen würde, dieser ist aber nicht stichhaltig, denn eine Regulierung muß vorhanden sein. Man kann aber auch z. B. ebensogut wie das Auspuffventil, das Saug-




Figur 427.

Figur 428.



Figur 429.

ventil regulieren bezw. sperren. Eine solche Anordnung nach dem früheren Patente 88044 zeigen die Fig. 427 und 428.

V ist das Saugventil, S der Schlepphebel, der die Bewegung zwischen Nocken und Ventil besorgt. Das große Steuerrad R besitzt einen Ansatz, der bei A eine runde Aussparrung hat. Ein Pendel P, welches durch eine Feder F an einem Arm genügend belastet werden kann, führt am Ende eine Rolle, die sich bei normalem Gange des Motors in die Aussparung A legt, während bei zu schnellem Lauf das Pendel P zur Seite geschleudert wird und S sperrt. Die Feder F zieht das Pendel zurück und drängt r in die Aussparung A. Bei normalen Touren wird r den Grund der Aussparung A erreichen und die Sperrung des Ventils wird freigegeben; steigt jedoch die Tourenzahl, dann erreicht r den Grund in A nicht und das Ventil bleibt gesperrt.

Hand in Hand mit dieser Regulierung könnte man nun eine Sperrung des Vergasers vornehmen, wie solche in der Fig. 429 dargestellt ist. D ist die Düse und S eine Schraube, mittelst deren Spitze die Düsenöffnung verschlossen werden kann. Eine Verbindung von Regulator und Schraube S kann also das Saugventil öffnen und die Düse ganz absperren. Der Kolben saugt nun seine Luft an und spült den Zylinder aus. Hierdurch wird die Zylinderwandung ebenfalls gekühlt, was von großem Vorteil ist. Die Kühlung des Auspuffventils ist natürlich hierbei nicht so gut, als wenn dasselbe gesperrt ist.

Man hat in letzter Zeit auch an einzelnen Orten Versuche gemacht, statt der Drosselregulierung einfach die Zuflußmenge des Benzins zum Vergaser abzupassen, die Wirkung ist aber dieselbe wie bei der Drossel. Reguliert man die Tourenzahl, dann soll man lieber tabula rasa machen und das Benzin ganz absperren.

Man richtet den Vergaser nach Fig. 429 ein und verbindet S mit dem Gestänge, wir erhalten dann eine Zündungsregulierung allerfeinster Art, ohne die Zündungsquelle selbst zu beeinflussen.

Die Kühlvorrichtungen für Automobilmotoren.

Bekanntlich wird von den Explosionsmotoren nur ein Bruchteil der in der Wärme der verbrannten Gase enthaltenen Energie ausgenutzt, während der weitaus größte Teil durch die Kühlung und durch den Auspuff verloren geht. Infolge der vielen Verbesserungen, die der Motor im Laufe der letzten beiden Jahre erfahren hat, ist der Benzinverbrauch vielfach von ca. 350 g per Pferdekraftstunde auf ca. 290 g gesunken. Ein solcher Erfolg konnte nur errungen werden durch die fortschreitende Erkenntnis über das Wesen des Verbrennungsvorganges und durch die sauberste Bearbeitung der reibenden Teile des Motors, verbunden mit vorzüglicher Abdichtung der Kolben und der Ventile. Die bessere Ausnutzung der Wärme, die einen wirtschaftlichen Wirkungsgrad von

$$\frac{75 \cdot 3600 \cdot 100}{425 \cdot 0{,}29 \cdot 11000} = 20\,\%$$

ergibt, konnte nicht ohne Einfluß auf die Motorenleistungen und auf die Kühler bleiben, denn während sonst die Wärmemenge, welche im Zylinder durch die Explosion entwickelt wurde, per PSstunde ca. 0,36 . 11 000 = 3960 Kalorien betrug, beträgt dieselbe heute nur noch 0,29 . 11 000 = 3190 Kalorien.

Auf die Praxis angewandt, heißt dieses, daß heute durch einen Motor von z. B. 18 PS 14 860 Wärmeeinheiten weniger erzeugt werden als früher. (Eine Wärmeeinheit ist die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um die Temperatur von 1 l Wasser um 1° zu erhöhen.)

Eingehende Versuche, die mit stationären Motoren vorgenommen wurden, haben ergeben, daß 40 % der Verbrennungswärme in das Kühlwasser abgeführt wurden, während 40 % in den Auspuff gehen; der Rest wird in Arbeit verwandelt. Da wir später einige Ausführungsformen von Kühlern für 18 PS Motoren kennen lernen, wollen wir einen solchen Motor den Berechnungen zugrunde legen.

Der Benzinverbrauch beträgt 290 . 18 = 5220 g oder bei einem spez. Gewicht von 680 g pro Liter gleich 7,7 l pro Stunde. In diesem sind enthalten 5,22 . 11 000 = 57 420 Wärmeeinheiten. Von diesen werden zwei Fünftel, also 22 968 Wärmeeinheiten in das Kühlwasser geleitet.

Die Temperatur des Kühlwassers soll, um eine günstige Wirkung zu erzielen, 70° nicht übersteigen; rechnet man daher mit einer Ein-

trittstemperatur des Wassers von 10°, dann sind bei stationärem Betriebe, da das Wasser eine Erwärmung von 60° erfahren hat, $\frac{22968}{60} = 382{,}8$ l Wasser in einer Stunde durch den Kühlmantel des Motors zu leiten.

Ein solches Wasserquantum kann natürlich ein Motorwagen nicht bei sich führen, aus welchem Grunde man daher bei den Motorwagen eine Vorrichtung anbringen muß, durch welche das Wasser, welches erwärmt wurde, wieder abgekühlt wird. Solche Wasserkühlvorrichtungen sind im Laufe der Zeit in verschiedenster Weise ersonnen worden. Sie kamen zuerst zur Anwendung bei kleinen stationären Motoren von Gebr. Körting, Hannover, wo das Kühlwasser durch einen Rippenheizkörper, wie er bei Dampfheizungen gebräuchlich ist, geleitet wurde.

Benz wandte bekanntlich zuerst bei seinem Wagen einen Oberflächenkühler an, der zu beiden Seiten des Wagens angebracht war, während ein kleiner Kondensator, bestehend aus einem weiten Rohr, welches von einem engeren durchzogen ist, hinter dem Sitz lag. Die Luft konnte durch das abgeschrägte innere Rohr aufgefangen und durchgeleitet werden. Daimler verwandte zuerst kupferne Kühlröhren und Zirkulation des Wassers im ausgedrehten Schwungradkranze.

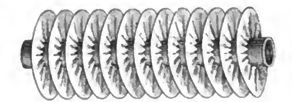
Mit der Zeit wurden die Ansprüche an die motorische Leistung des Wagens immer größer, und es mußten neue Wege eingeschlagen werden. Panhard & Levassor fertigten daher eine Kühlschlange an, die mit quadratischen, aus Blech gestanzten Rippen versehen war.

Später wurden die Röhren auch mit runden gewellten Rippen versehen. Eine andere Konstruktion ist die von Loyal. Hier werden die Rippen nach dem Schneiden noch gestanzt und erhalten dadurch die Gestalt einer Krause, radial. Alle diese Rippen besitzen in der Mitte einen hochgezogenen Flansch, der über das Rohr gestülpt wird, wodurch die Wandstärke des Kühlrohres meistens doppelt so stark gemacht wird, was für die Kühlung von bedeutendem Nachteil ist, denn die Kühlung erfolgt um so besser, je dünner die Wandung des Rohres ist. Man hat nämlich bei der Bewertung des Kühlers die luftberührte und die wasserberührte Fläche zu unterscheiden. Die wasserberührte Fläche ist die innere Wandung des Rohres, demnach ist die äußere Wandung immer am heißesten, und die angreifende Luft wird also auch hier die größte Wirkung haben. Verdeckt man diese Wandung durch den Flansch der Rippe, so muß also die Wärme durch das Metall des Flanschen geleitet werden. Von diesem wird dann die Wärme weiter in die Rippe geleitet. Man wird aus diesen Gründen leicht erkennen, daß eine Kühlschlangenkonstruktion, bei welcher die wasserberührte Fläche des Rohres weniger bedeckt ist, Vorteile bieten muß.

Diese Gründe bewogen Franz Sauerbier in Berlin, eine neue Art der Kühlschlangen zu konstruieren. Er kam nun auf den Gedanken,

eine Spiralfeder aus Blech, auf Hochkant gewickelt, um ein Rohr zu legen, und die Versuche zeigten, daß der Kühleffekt ein bedeutend besserer war, als wenn einzelne Rippen aufgesetzt werden. Weil die Rippen eine fortlaufende Spirale bilden, wird die Wärme, welche ihnen am Ende mitgeteilt wird, nicht nur radial, sondern auch in linearer Ausdehnung weiter geleitet. Zum Beweise dessen möge hier etwas über die Versuche mitgeteilt werden, welche wir vorgenommen haben.

Nimmt man einen Behälter mit heißem Wasser und taucht in dieses ein Stück einer Kühlschlange mit gewöhnlichen aufgeflanschten Rippen, mit seinem einem Ende, dann werden nur die Rippen heiß, die im Wasser sind, während das Rohr selbst einen Teil der Hitze nach oben leitet. Stellt man dagegen unter denselben Verhältnissen eine Sauerbier'sche Schlange in das Wasser, so wird das Rohr selbstverständlich ebenso heiß, die Ableitung der Hitze des Rohres erfolgt also ebenso, wie bei den anderen Schlangen, auf die Rippen. Dagegen tritt die lineare Wärmeleitung durch den Rippenstreifen sofort fühlbar auf, dieselben werden also viel heißer, als im ersten Falle. Hier zeigt



Figur 430.

sich schon die Überlegenheit der Sauerbier'schen Konstruktion. S. machte sich nun daran, eine Kühlschlange zu bauen, doch es zeigte sich, daß sich das dünne Material, welches zwecks Erzielung des geringen Gewichtes verwendet werden muß, nicht glatt wickeln ließ. Das Metallband muß daher erst einem Walzprozeß unterzogen werden. Es durchläuft hierbei zwei gezahnte Walzen, die derart zueinander verstellt werden, daß der innere Rand des Bandes gekräuselt wird, wodurch sich eine Spirale bildet, wie sie in Figur 430 abgebildet ist. Diese Spirale wird dann auf das Rohr geschoben und hierbei mittelst einer Maschine festgezogen. Anfang und Ende der Spirale werden befestigt, worauf das Rohr von innen hydraulisch aufgeweitet wird. So zubereitet wird das Ganze in große Behälter mit flüssigem Zinn getaucht, wodurch die Verlötung mit dem Kupferrohr und gleichzeitig die Verzinnung der ganzen Schlange herbeigeführt wird. Neuerdings erfolgt das Auflöten der Rippenspirale automatisch mit der Maschine, wodurch das Produkt viel sauberer ausfällt.

Betrachtet man eine einzige Rippe etwas genauer, dann findet man, daß dieselbe beispielsweise bei einem Außendurchmesser von 50 mm und einem Innendurchmesser von 17 mm, entsprechend dem

Durchmesser des Kupferrohres, eigentlich aus einem Blechstreifen von 1,65 cm Breite und 15,71 cm Länge besteht, also eine Oberfläche von 25,92 qcm besitzt. Halten wir eine gewöhnliche gestanzte Rippe von 50 mm Außendurchmesser und 17 mm Innendurchmesser dagegen, dann ist hier die Oberfläche nur 17,36 qcm groß, mithin ist die Kühlfläche der Sauerbier'schen Spiralrippen 8,56 qcm größer. Ein anderer Vorteil in Bezug auf die Wärmeleitung wird dadurch kenntlich gemacht, daß die Verbindung der gestanzten Rippen mit dem Kupferrohr nur 5,34 cm beträgt, gegen 15,71 cm bei den Spiralrippen.

Da die Wärmeübertragung von Rohr zur Rippe proportional den Berührungsflächen zwischen beiden ist, so folgt daraus, daß die Wärme-



Figur 431. Sauerbier-Kühler.

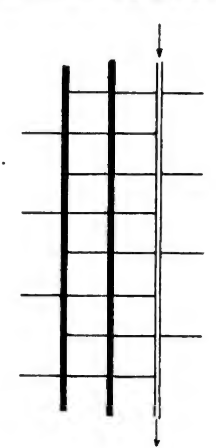
leitung bei der Sauerbier'schen Konstruktion etwa dreimal so groß ist, als bei den anderen Kühlschlangen.

Bei einer Stärke des Bandes von 0,6 mm werden der Kühlfläche des Rohres nur 94,25 qmm durch eine Windung entzogen, während bei den gestanzten Rippen das Rohr wie bereits erwähnt, vollständig durch die Flanschen verdeckt wird.

Man sagt den Kühlschlangen im allgemeinen nach, daß sie unschön wirken, betont aber dabei, daß sie im Gebrauch praktischer sind als andere Kühler, weil sie nur sehr wenig Lötstellen besitzen und daher schon einen Stoß vertragen können. Man hat aus diesem Grunde die gestanzten Rippen durch Einprägungen von Vertiefungen zu versteifen versucht, eine solche Versteifung läßt sich aber nicht dort herstellen, wo dieselbe am meisten notwendig ist, nämlich am Flansch selbst.

Die Rippen lockern sich daher mit der Zeit von selbst, verbiegen sich, und der ganze Kühler erhält dadurch ein unschönes Aussehen. Alle diese Übelstände treten bei der Sauerbier'schen Kühlschlange nicht ein, weil man sich eine bessere Versteifung, als die, welche durch das Einwalzen der Krause entsteht, nicht denken kann. Es erscheint daher die Sauerbier'sche Behauptung, daß seine Kühlschlangen eine 15 fach größere Widerstandskraft gegenüber den anderen Schlangen besitzen, wohl glaubhaft.

Da das unschöne Aussehen der Schlangenkühler aber nur durch das Verbiegen der Rippen hervorgebracht wird, so ist dieser Einwand in Bezug auf die Sauerbier-Kühler hinfällig geworden.



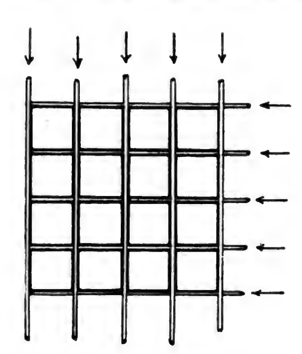
Figur 432. Windhoff und Daimler.

In neuester Zeit scheint in der Motorwagentechnik auch wieder ein Umschwung zugunsten der Schlangenkühler einzutreten, dieselben machen aber auch in ihrer heutigen Gestalt, Figur 431, einen sehr guten Eindruck und stellen, wenn der Kühler vor der Haube angebracht sein muß, das Vollendetste dar, was in Schlangenkühlern geboten werden kann. Hinter denselben befindet sich meistens ein Ventilator, und sie werden in den gangbaren Größen von 6 bis 22 PS mit einer Kühlfläche von 4,01 bis 11,36 qm fabriziert.

Für sehr kräftige Motoren wird der Schlangenkühler nicht ausreichen, denn um eine möglichst große wasserberührte Kühlfläche zu erhalten, was doch für die rationelle Wärmeabfuhr absolut notwendig

ist, würde der Schlangenkühler Dimensionen annehmen, die seine Unterbringung am Wagen sehr erschwert. Für Motoren von 20 PS reicht der Schlangenkühler, wie die Versuche ergeben haben, vollkommen aus.

Wir haben gesehen, daß die Wärme, welche durch den Kühler abgeführt werden muß, sehr bedeutend ist, geht doch dadurch eine Energie verloren, die zweimal so groß ist als die, welche im Motor in Arbeit umgewandelt werden kann. Man hat daher viele Versuche gemacht, um die wasserberührte Kühlfläche bei den Kühlern so groß wie irgend möglich zu machen. Diese Bestrebungen haben eine Reihe von Patenten gezeitigt, die mitunter solche geringe Unterscheidungsmerkmale aufweisen, daß selbst der Fachmann sich nicht mehr darin zurecht findet, wenn ihm nicht die nötigen Erklärungen solcher Unterscheidungsmerkmale gegeben werden. Diese Konstruktionen basieren hauptsächlich



Figur 433. Mégevet.

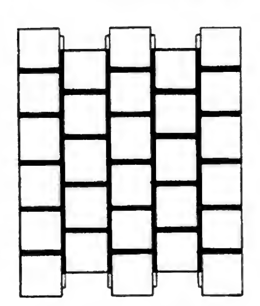
darauf, daß das Kühlwasser in viele schmale Fäden zerlegt wird, das sind schmale Wasserkanäle, die zwischen Metallwänden zirkulieren, durch welche die Luft streichen kann.

Daimler verwandte zunächst ein flaches, aufrecht stehendes Gefäß, bestehend aus zwei Stirnwänden, mit Boden und Deckel, welche von einer großen Anzahl von runden Röhren durchzogen werden. Solche sind noch bei den ersten Daimler-Droschken zu sehen. Auf demselben Prinzip beruhen die Decauville-Kühler mit ihren profilierten Kupferröhren. Die Luft streicht durch diese Röhren hindurch; da sich aber meistens hinter den Behältern ein Ventilator befindet, so findet die Luft an den Zwischenräumen, welche sich zwischen den einzelnen Röhren befinden, einen beträchtlichen Widerstand, die angesaugte Luft kann also nicht voll ausgenutzt werden. Daimler gab deshalb die Ausführung

als Gefäß auf und stellte einen Kühler zusammen, dessen wirksame Oberfläche aus einem großen Bündel von vierkantigen Röhren besteht, dem sogenannten „Bienenkorbkühler". Die einzelnen Röhrchen, von denen ein einziger Kühler mehrere tausend enthält, sind, wie die Figur 432 zeigt, durch dazwischen gelegte Messingdrähte von 1/2 mm Durchmesser voneinander getrennt, wodurch senkrechte Kanäle von ca. 1/2 mm Breite entstehen.

Nachdem alle Röhrchen miteinander verbunden sind, werden dieselben durch eine Einfassung aus Messingblech zusammengefaßt, wodurch sich ein oberes Gefäß für das zufließende warme Wasser und ein durch sich ein obereş Gefäß für das zuleitende warme Wasser und ein unteres für das in den Wasserraum des Zylinders zu leitende gekühlte Wasser bildet. Zwischen diesen beiden Gefäßen zirkuliert das Wasser in Gestalt senkrechter Streifen.

Ähnlich ist der Mégevet-Kühler, dessen Aufbau die Figur 433



Figur 434. Egloff & Co.

zeigt, konstruiert, nur mit dem Unterschiede, daß hier auch wagerechte Kanäle gebildet sind.

Durch dieses Vorgehen wird eine sehr große wassergekühlte Fläche erzielt, die sich nicht mehr durch eine andere Gestaltung der Röhrchen vergrößern läßt. Leider haben solche Kühler einen Nachteil, welcher sich bei Benutzung nicht ganz reinen oder kesselsteinhaltigen Wassers einstellt. Schmutzteile und Kesselstein setzen sich in den Zwischenräumen bezw. den engen Kanälen fest und führen zur Verstopfung derselben und beeinträchtigen, auch wenn sie sich erst als schwacher Überzug bemerkbar machen, die Kühlwirkung, weil sie schlechte Wärmeleiter sind. Die Anzeichen solcher Verstopfungen machen sich bemerkbar, wenn der Motor voll belastet ist, wobei dann das Wasser im Kühler zu kochen beginnt und aus dem Verschluß in Dampfform entweicht oder überbrodelt. Sieht man sich daher einmal

gezwungen, den Verschluß abzunehmen, so gehe man hier mit größter Vorsicht zu Werke, weil man sich sehr leicht die Hände dabei verbrühen kann.

Eine ähnliche Bauart wendet die Fabrik von Egloff & Co. in Zürich an. Hier sind jedoch die vierkantigen Röhren (Fig. 434) gegeneinander versetzt und werden voneinander getrennt durch kleine Buckel, welche an beiden Rohrenden aus dem Material gepreßt sind.

Der größte Fehler, der bekanntlich allen Kühlern mit horizontalen Kanälen eigen ist, ist der, daß man im Winter das Wasser nicht ablassen kann, weil sich dasselbe hier festsetzt, und beim Gefrieren den Kühler undicht macht, ein Übelstand, der übrigens auch dem „Polarkühler“ anhaftet, der wagerechte Kühlröhren besitzt.

Ein anderes Patent (Marienfelde) zeigt eine Konstruktion, bei welcher der Kühler aus zwei Gefäßen besteht, einem oberen und einem unteren. Diese sind dann durch ganz flachgedrückte Kühlröhren miteinander verbunden, eine Bauart, die man trotzdem bei sehr vielen Kühlern vorfindet.

Figur 435 zeigt uns ein Stück eines Kühlers der Fahrzeugfabrik Eisenach. Bei diesem durchfließt das Wasser Kanäle, welche im Zickzack verlaufen, während dazwischen wieder gerade verlaufende Wasserkanäle angebracht sind.

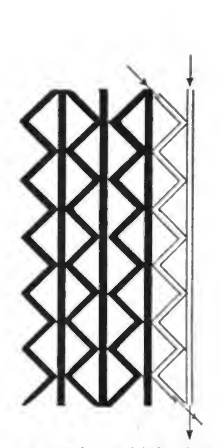
Für ähnliche Kühler wendet Mewes flachgedrückte und dabei gewellte Kühlröhren an.

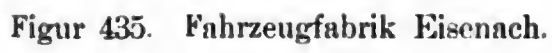
Das Wellrohr dürfte noch im Kühlerbau eine Rolle spielen, weil hierbei die Lötstellen nur eine geringe Anzahl haben und geschützt liegen, während gleichzeitig die Wellungen eventl. Längenunterschiede, durch Temperaturdifferenzen hervorgerufen, ausgleichen können.

Man darf die Ausdehnung durch die Temperaturschwankungen durchaus nicht als belanglos von der Hand weisen, denn bei genauerer Untersuchung dürften manche Undichtigkeiten an Kühlern darauf zurückzuführen sein. Büssing in Braunschweig hat daher auf Grund genauerer Beobachtungen seinen Flächenkühler als Ausdehnungsgefäß konstruiert.

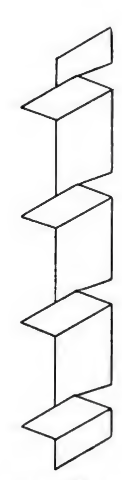
Die Firma Gebrüder Windhoff in Rheine setzt ihre Bienenkorbkühler nicht aus prismatischen Röhren, sondern aus gefalteten Blechstreifen zusammen, die so, wie in der Figur 436 dargestellt, gefaltet werden. Die Falten werden darauf fest zusammengedrückt, und durch das geschickte Aufeinander- und Nebeneinanderlegen dieser gefalteten Blechstreifen entsteht ebenfalls ein Kühler, der nach der Zusammensetzung genau dasselbe Aussehen wie der Daimler-Kühler besitzt und bei dem ebenfalls nur senkrechte Kanäle vorhanden sind.

Der Kühler besitzt bedeutend weniger Lötstellen, als wenn er aus Röhren hergestellt ist, hat aber den Nachteil, daß er sich, wenn

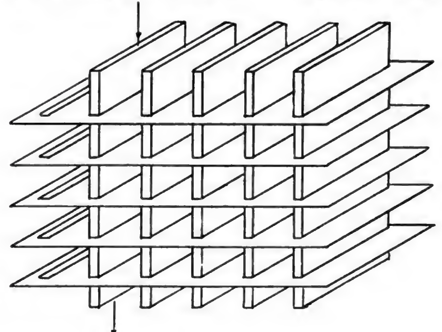




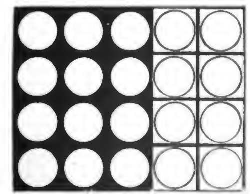
Figur 435. Fahrzeugfabrik Eisenach.



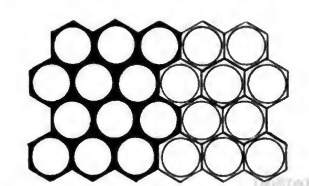
Figur 436. Windhoff.



Figur 437. Adler.



Figur 438 Grabert.



Figur 439. Sauerbier.

er durch einen Zusammenstoß beschädigt wurde, nur sehr schwer reparieren läßt.

Bei dem in der Figur 437 dargestellten Adler-Kühler kommen eine Anzahl breiter Röhren zur Anwendung, durch die das Wasser in feine Streifen zerlegt wird. Durch gelochte Messingbleche, die auf diese Röhren gesteckt sind, wird der nötige Abstand und das Aussehen des Bienenkorbkühlers herbeigeführt.

Beim Kühler von Grabert, Figur 438, kommen runde Röhren zur Anwendung, die an ihren Enden vierkantig aufgedornt sind, wodurch ebenfalls das Aussehen des Bienenkorbkühlers hervorgebracht wird.

In der Fig. 439 sehen wir endlich den Aufbau des Sauerbier'schen Bienenkorbkühlers, bei welchem runde Röhren an ihren Enden sechskantig aufgedornt sind, wodurch es ermöglicht wird, die größte Anzahl von Röhren wechselständig in einem gegebenen Raum unterzubringen.

Die in den vorstehenden Abbildungen geschwärzt dargestellten Zwischenräume zeigen die Weiten der Wasserkanäle an, wobei bemerkt werden soll, daß die Kühler den besten Wirkungsgrad aufweisen, bei denen die Wasserkanäle am engsten sind.

Sehr in Aufnahme sind die sogenannten Lamellenkühler gekommen, wozu auch der Eisenacher Kühler gehört, und wollen wir noch besonders den Frigidator-Kühler der Süddeutschen Kühlerfabrik Stuttgart (Friedrich Behr) erwähnen, der in sehr geschmackvolle Form gebracht werden kann und bei dem die Vorkehrung getroffen ist, daß das Wasser unbedingt alle einzelnen Lamellen durchfließen muß.

Bei der Berechnung des Kühlers rechnet man pro eff. Pferdekraft $^1/_2$ qm luftberührte Kühleroberfläche.

Auspufftöpfe.

Um das Geräusch der auspuffenden verbrannten Gase tunlichst zu dämpfen, wendet man die als Schalldämpfer konstruierten Auspufftöpfe an. Dieselben sind als Ausdehnungsgefäße konstruiert, in denen sich die Gase, nachdem sie in der Regel einen Zickzackweg im Innern des Topfes durchlaufen haben, abkühlen und nahezu geräuschlos entweichen können. Der Auspufftopf setzt den austretenden Gasen einen Widerstand entgegen, und dieser Widerstand führt selbstverständlich einen Kraftverlust mit sich, doch wird derselbe meistens höher veranschlagt, als er sich in der Tat bemerkbar macht.

Der Querschnitt des Auspuffrohres, welches die verbrannten Gase vom Motor zum Topf führt, muß das ca. $1^1/_2$fache des freien Ventilquerschnittes betragen, und es ist empfehlenswert, das Auspuffrohr so lang wie möglich zu machen, weil dadurch den Gasen bereits eine gute Gelegenheit geboten wird, sich in dem dem freien Luftzuge ausgesetzten Auspuffrohr abzukühlen.

In der Figur 440 sehen wir einen Auspufftopf, wie er seit Jahren von Dion-Bouton angewandt wird. Die Gase gelangen zuerst in das Anschlußrohr, passieren hier eine Reihe feiner Löcher und gelangen dann in ein zweites Rohr aus Blech, welches sie in umgekehrter Richtung durchstreichen und so weiter, bis sie endlich aus dem letzten großen Rohr austreten. Früher hatte man die Löcher in den Blechröhren gebohrt, d. h. rund gemacht, in neuerer Zeit hat man aber gefunden, daß es besser ist, wenn man die Löcher mit einem feinen Meißel einschlägt, und zwar so, daß der sich bildende Grad der Gasströmung entgegen zu liegen kommt. Vorbedingung ist, daß diese Löcher so fein wie irgend möglich und auch so zahlreich angeordnet werden, daß den Gasen kein schädlicher Widerstand beim Passieren erwächst. Dieser Topf ist seit langer Zeit im Gebrauch und erst in allerneuester Zeit wieder als der „Ossant"-Schalldämpfer, freilich in etwas veränderter Ausführung, auf den Markt gekommen. Ossant hat den Topf insofern verändert, als er die einzelnen Blechröhren mit Asbestpappe innen und außen bekleidete. Ferner belegt er diese Asbestpappe mit feiner Drahtgaze, damit sich die Pappe nicht durch die vielen Schläge zerfetzt. Die Bekleidung mit Asbest nimmt dem Topf den blechernen Klang, ferner verhütet sie aber auch,

daß sich die Gase zu schnell abkühlen. Ossant vertritt nämlich die Ansicht, daß das starke Geräusch eine Folge dieser rapiden Abkühlung ist. So viel steht fest, daß dieser Topf tatsächlich den Schall bedeutend besser dämpft, als in der alten Verfassung.

Nach demselben Prinzip ist der beistehende in Fig. 441 schematisch abgebildete Auspufftopf, Patent Hotton, konstruiert. Statt aus Röhren besteht derselbe jedoch aus einem langen Streifen Blech, das spiralförmig aufgewunden ist, wodurch sich von selbst die einzelnen Röhren bildeten. An passender Stelle, d. h. mit einem möglichst weiten Abstand voneinander, befinden sich die Löcher, durch welche die Gase streichen müssen.

Der Eintritt der Gase erfolgt bei A, während der Austritt bei B sattfindet. Mit D sind die dazwischen liegenden Löcher in den einzelnen Scheidewänden gekennzeichnet. Durch eine Reihe von Nieten wird das Ganze zusammengehalten und durch zwei Deckel abgeschlossen.

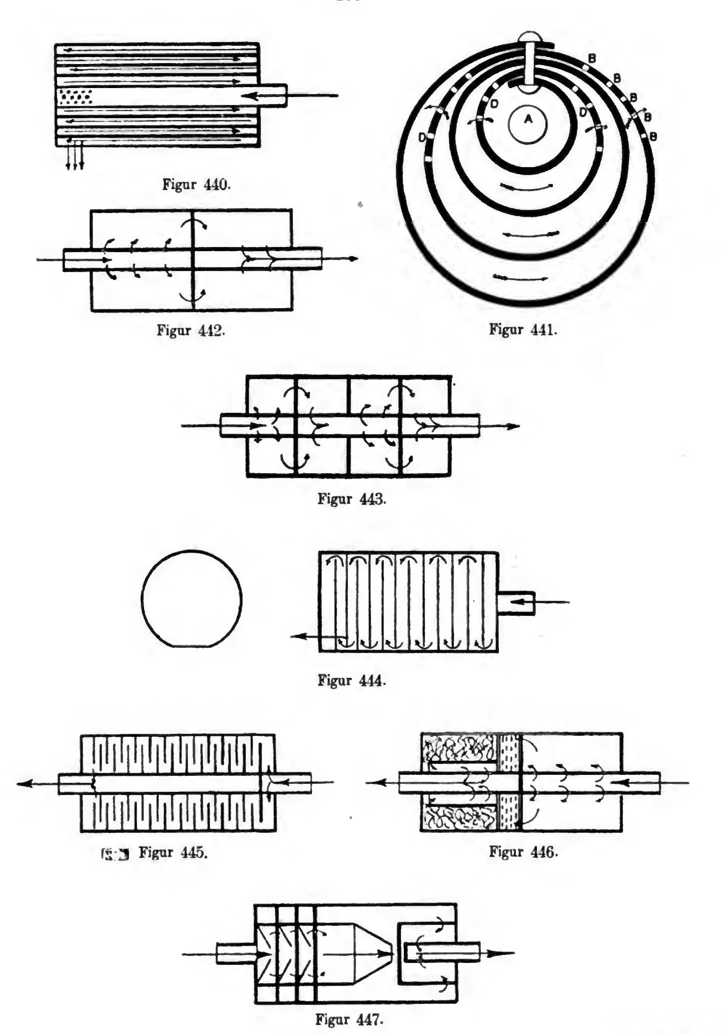
Die Konstruktion ist vollständig neu und doch so einfach daß man sich eigentlich wundern muß, weshalb man nicht längst auf die Idee gekommen ist.

Die Konstruktion eignet sich vorzüglich für die Massenfabrikation, und es ist ganz ohne Frage, daß ein solcher Topf bedeutend billiger zu stehen kommt, als die sonst üblichen Röhrentöpfe.

Weniger ideal ist der Topf Figur 442. Dieser eignet sich mehr für größere Motoren, möglichst in Hintereinanderschaltung. Hier tritt das Gas in die eine Hälfte des Topfes ein, passiert dann eine Reihe feiner Löcher in der Scheidewand, und nimmt dann seinen Weg durch eine Anzahl kleinerer Löcher in das andere Ende des Rohres, um von hier ins Freie zu gelangen. Ein anderer Konstrukteur hat den Weg der Gase in diesem Topf verdoppelt, wie Figur 443 zeigt, hierdurch wird das Geräusch natürlich noch etwas mehr gedämpft.

In der Figur 444 sehen wir einen Topf, wie er vielfach bei Fahrradmotoren angewandt wird; derselbe hat aber keine bedeutende schalldämpfende Wirkung, weil die Gase einen zu bequemen Weg finden und sich eigentlich nur an den einzelnen abgeflachten Blechböden, die wechselseitig in dem Topf angeordnet sind, stoßen. Ein solcher Blechboden ist neben der Figur abgebildet. In Figur 445 sehen wir einen ähnlichen Topf. Hier werden auch die Gase in einen Wirbel versetzt, indem sie gezwungen werden, durch die einzelnen Einlagen entlang ihren Weg zu nehmen.

Figur 446 zeigt einen Topf, bei welchem die Gase erst einen Ausdehnungsraum vorfinden. Von hier aus gelangen sie durch eine Anzahl feiner Löcher, die sich in der Scheidewand befinden, durch einige feine Siebe hindurch in einen zweiten Raum. Dieser ist mit Stahldrehspänen angefüllt, welche den Schall sehr dämpfen, wenn sie eng genug gelagert sind. Nachdem die Gase diesen Weg passiert haben,



Figur 440.

Figur 442.

Figur 441.

Figur 443.

Figur 444.

Figur 445.

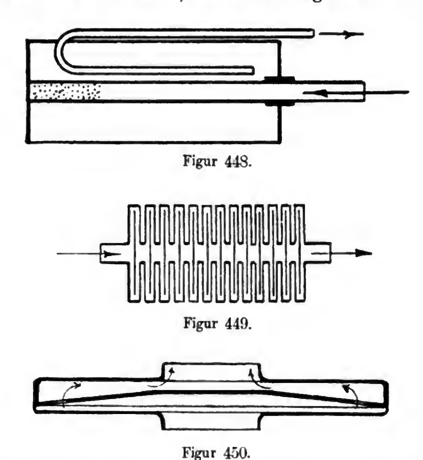
Figur 446.

Figur 447.

werden sie durch ein kurzes Rohr gezwungen, noch einmal umzukehren, ehe sie in das Auspuffrohr entweichen. Dieser Topf ist nicht schlecht, er dämpft das Geräusch sehr herab, aber er hat den einen Fehler, daß sich die Späne voll Öl setzen, und dieses brennt entweder beim Betrieb aus und erzeugt einen scheußlichen Geruch, oder das Öl läuft nach beendeter Fahrt als schwarze Sauce auf den Boden.

Einen vorzüglichen Auspufftopf sehen wir in Figur 447 abgebildet.

Bei diesem System wendet man einige Trichter an, deren Öffnung den eintretenden Gasen zugekehrt ist. Der Konstrukteur wendet hier sozusagen das umgekehrte Prinzip der Trompete an. Die Gase treten zuerst in den ersten Trichter, werden hier gesammelt und treffen



Figur 448.

Figur 449.

Figur 450.

auf eine feste, mit Asbest belegte Scheidewand. Diese ist am Rande fein durchlöchert, so daß die Gase in den zweiten Trichter gelangen. Hier werden sie wieder gesammelt, treffen auf die zweite Scheidewand bezw. auf das Asbest und passieren in derselben Reihenfolge eine Anzahl solcher Trichter und Scheidewände, bis sie zuletzt in einen großen Trichter gelangen. In diesem sammeln sie sich wieder und treffen dann auf den Boden eines kleinen Topfes, dessen äußerster Rand mit feinen Löchern versehen ist. Nachdem die Gase diese Löcher passiert haben, kehren sie wieder um und gelangen durch das Auspuffrohr ins Freie. Der Konstrukteur hat hier jedenfalls das Bestreben gehabt, die Strömungsgeschwindigkeit der einzelnen Gasstöße zu hemmen und die Gaswellen zu zerstören, was auch tatsächlich sehr

gut gelungen ist. Wenn dieser Topf wohl überlegt und fest, unter Benutzung von reichlichen Mengen fester Asbestpappe, gebaut wird, dann ist er imstande, das Geräusch fast vollständig zu beseitigen, jedenfalls bleibt nichts mehr übrig, als ein leises Pfeifen.

Um bei dem Wagen das Auspuffgeräusch zu beseitigen, ist es immer am besten, wenn man eine Reihe von Auspufftöpfen hintereinander schaltet; bei dem Motorrade läßt sich dieses nicht so einfach durchführen, weil hier der Platz leider zu sehr beschränkt ist.

Sehr gut dämpft auch ein Topf, der aus einem einfachen, weiten Rohr besteht, dem die Gase durch ein zentrales Gasrohr zugeführt werden, während einige lange und dünne Röhren, die Gase ableiten, siehe Fig. 448.

Alle diese Töpfe sind als Ausdehnungsgefäße gebaut, es liegt aber auf der Hand, daß man auch zu einem günstigen Resultat kommt, wenn man die heißen Gase in einem Oberflächenkondensator abkühlt, wodurch sie ihr ursprüngliches Volumen wieder annehmen. Ein solcher auf dem Kühlprinzip beruhender Schalldämpfer ist in der Figur 449 abgebildet. Derselbe besteht aus einer Anzahl flacher Dosen, wie Figur 450, die aneinander gereiht sind. Die Gase werden hier nach ihrem Eintritt gezwungen, die Flächen der Dosen zu durchstreichen, indem sie durch eine am Rande durchlöcherte Scheidewand geleitet werden. Die zu einem Register vereinigten Dosen werden dem freien Luftzuge ausgesetzt, und da sie aus einem gut leitenden Material (Kupferblech) bestehen, so haben die Gase Gelegenheit, sich abzukühlen, können sich aber zusammenziehen.

Sachregister.

A.

B.

C.

D.

E.

F.

G.

H.

J.

K.

N.

O.

P.

R.

S.

T.

U.

V.

W.

Druckfehlerberichtigung.

Seite 9 unten, statt 1 = Anzahl der Zylinder — **i** = Anzahl der Zylinder.
„ 31, 6. Zeile von oben, statt Steigung — Steigerung.
„ 44, Figur 29 muß um 90 Grad in der Richtung des Uhrzeigers verdreht werden.
„ 63, Figur 58 muß um 180 Grad verdreht werden.
„ 99, Absatz 3 von oben, statt ausgestaucht — angestaucht.
„ 113, 12. Zeile von oben, statt eindrücken — einrücken.
„ 195, 5. Absatz, ist einzuschalten hinter nur sehr schwer — möglich.
„ 225, 5. Zeile von oben, statt Druckscheibe — Druckschraube.
„ 225, 8. Zeile von unten, statt Zahnleitung — Zahnteilung.
„ 239, 10. Zeile von unten, statt miteinander — gegeneinander.
„ 364, 2. Zeile, statt Bruchstücke — Gußstücke.

Anhaltische Buchdruckerei Gutenberg, e. G. m. b. H., Dessau.


THE UNIVERSITY OF MICHIGAN · LIBRARIES
M
1817
UNIVERSITY OF MICHIGAN
3 9015 00205 7811
Digitized by Google


THE UNIVERSITY OF MICHIGAN · LIBRARIES
THE UNIVERSITY OF MICHIGAN
1817
M